



**DISEÑO DE UN SISTEMA BAG CONVEYOR PARA CARGUE Y DESCARGUE DE
BULTOS DE 50 KGS.**

ALEXANDER BUSTOS USECHE

**UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO DE CALI
2018**



**DISEÑO DE UN SISTEMA BAG CONVEYOR PARA CARGUE Y DESCARGUE DE
BULTOS DE 50 KGS.**

ALEXANDER BUSTOS USECHE

**PROYECTO DE TRABAJO DE GRADO
REQUISITO PARCIAL PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**DIRECTOR
ING. JOSÉ ISIDRO GARCÍA MELO M.SC., Ph. D.**

**CODIRECTOR
ING. CARLOS ANDRES BUITRAGO**

**UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO DE CALI
2018**

Nota de aceptación

Aprobado por el comité de trabajos de grado en cumplimiento de los requisitos exigidos por la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Valle, para optar por el título de Ingeniero Mecánico.

JOSÉ ISIDRO GARCÍA MELO
Director del Proyecto

Firma jurado

Firma jurado

DEDICATORIA

A mis padres Gloria y Leo, que con su apoyo incondicional, y ellos mi mejor ejemplo para ser una persona de bien.

A mis hermanos Leonardo y Harold, quienes son profesionales y ejercen su profesión. La espera ha sido larga pero por fin ha llegado el momento.

Por último, a mis compañeros, amigos y a mi prometida Carolina.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a la Universidad del Valle por formarme y permitirme finalizar mi carrera después de un largo receso.

Agradezco a mi director de tesis, José Isidro García Melo, por su asesoría y apoyo durante toda la etapa del proyecto, por su paciencia y por sus enormes enseñanzas que no solo me enriquecieron académicamente, sino que me hicieron crecer como persona.

A los ingenieros Carlos Andrés Buitrago, Yesid Quibano, Miguel Ladino, Diego Lizcano y Fabio Andrés Barona, ya que con el aporte de sus experiencias y sus consejos contribuyeron a realizar una parte de este trabajo.

A todas aquellas personas que directa o indirectamente influyeron para alcanzar esta importante realización personal.

Tabla de contenido

LISTA DE FIGURAS	V
LISTA DE TABLAS	VII
RESUMEN	VIII
CAPITULO I	1
1. INTRODUCCIÓN.	1
1.1. Planteamiento del problema y justificación.	1
2. OBJETIVOS.	2
2.1. General.....	2
2.2. Específicos.	2
3. MARCO TEÓRICO.....	2
3.1. Transportador por banda.	2
3.1.1. Empaque	2
3.1.2. Bolsa válvulada.....	3
3.1.3. Banda o Cinta.....	3
3.1.3.1. Ancho de la banda.....	3
3.1.3.2. Peso de la banda.....	4
3.1.4. Empalmes.....	4
3.1.5. Velocidad del transportador.	5
3.1.6. Cuerpo o Cama del transportador.	6
3.1.6.1. Cama de Rodillos y Cama Deslizante.	7
3.1.7. Tensión Efectiva.	8
3.1.7.1. Factores de Fricción.	9
3.1.7.2. Peso del Material Transportado.	8
3.1.7.3. Peso total en movimiento.....	8
3.1.7.4. Tensión efectiva cuando se descarga material.	9
3.1.7.5. Tensiones en la polea.	10
3.1.7.6. Tensión de la banda PIW.	11
3.1.8. Poleas o Tambores	11
3.1.8.1. Chequeo diámetro de eje.....	13
3.1.8.2. Chequeo deflexión del eje.....	15
3.1.9. Rodillos o Estaciones	16
3.1.10. Unidad Motorreductora.....	18
3.1.10.1. Potencia.....	18
3.1.10.2. Potencia adicional polea mando.....	18
3.1.10.3. RPM	19
3.1.11. El Sistema Tensor	19
3.2. Análisis de cargas	20
3.2.1. Cargas sísmicas.....	20
3.2.2. Combinaciones de cargas.....	21

3.2.3.	Miembros Solicitados por fuerzas combinadas y por torsión.	21
3.3.	Sistema Hidráulico.....	22
3.4.	Sistema de traslación.....	22
CAPITULO II		24
4.	PROCEDIMIENTO DE DISEÑO.	24
4.1.	Ingeniería conceptual.	24
4.2.	Ingeniería básica.	24
4.3.	Estimación de costos.....	25
CAPITULO III.....		26
5.	INGENIERÍA CONCEPTUAL.	26
5.1.	Antecedentes, Necesidades del cliente y Condiciones.....	26
5.2.	Normas.....	29
5.3.	Requerimientos del cliente.....	29
5.4.	Representación del sistema.	30
5.5.	Propuestas de diseño.	31
5.6.	Selección de la propuesta.	32
CAPITULO IV.....		39
6.	INGENIERÍA BÁSICA.....	39
6.1.	Selección del ancho de banda.	39
6.2.	Selección Capacidad del transportador de banda.....	39
6.3.	Calculo Velocidad del Transportador.	39
6.4.	Selección Cuerpo o Cama del Transportador.....	39
6.5.	Selección de factores para la Tensión Efectiva.....	40
6.5.1.	Factores de fricción.....	40
6.5.2.	Longitud del Transportador.	40
6.5.3.	Calculo Peso del Material Transportado.....	41
6.5.4.	Selección Peso de la Banda.....	41
6.5.5.	Peso unitario del rodillo de carga sin el eje.....	42
6.5.6.	Peso unitario del rodillo de retorno sin el eje.....	45
6.5.7.	Cantidad de rodillos de carga.....	45
6.5.8.	Cantidad de rodillos de retorno.....	45
6.5.9.	Cambio neto de elevación.....	45
6.5.10.	Peso total en movimiento.....	45
6.5.11.	Calculo Tensión Efectiva.	46
6.5.11.1.	Tensión efectiva cuando se están cargando sacos.....	46
6.5.11.2.	Tensión efectiva cuando se están descargando sacos.....	47
6.6.	Calculo de la Potencia.....	48
6.7.	Análisis de tensiones.....	50
6.7.1.	Tensiones en la polea de mando.....	50
6.7.2.	Tensión de la banda PIW.	50
6.8.	Diseño de poleas.	51
6.8.1.	Polea motriz o conductora.....	52

6.8.1.1.	Diámetro del eje.....	52
6.8.1.2.	Chequeo del diámetro del eje.....	52
6.8.1.3.	Evaluación de deflexión del eje.	53
6.8.2.	Polea descarga tensora o conducida.....	54
6.8.2.1.	Diámetro del eje.....	54
6.8.2.2.	Chequeo del diámetro del eje.....	55
6.8.2.3.	Evaluación de deflexión del eje.	55
6.8.3.	Resumen de Poleas.....	56
6.9.	Selección Sistema tensor.....	56
6.10.	Análisis Estructural.....	56
6.10.1.	Especificaciones.....	57
6.10.1.1.	Especificación de materiales.....	57
6.10.1.2.	Soldadura.....	57
6.10.1.3.	Normas.....	57
6.10.2.	Casos de carga a considerar.....	57
6.10.2.1.	Carga muerta D.....	57
6.10.2.2.	Cargas muertas adicionales.....	57
6.10.2.3.	Cargas vivas.....	58
6.10.2.4.	Cargas sísmicas.....	58
6.10.2.5.	Cargas de viento W.....	59
6.10.3.	Combinaciones de carga.....	59
6.10.4.	Geometría.....	60
6.10.5.	Análisis de resultados.....	60
6.10.6.	Reacciones en los apoyos.....	61
6.11.	Sistema hidráulico para elevación de pluma.....	62
6.12.	Sistema de traslación.....	64
6.12.1.	Selección de llantas.....	64
6.12.2.	Diseño Eje de llantas.....	64
6.13.	Diseño eléctrico y de control.....	66
6.14.	Transportador de banda.....	66
CAPITULO V.....		67
7. ESTIMACION DE COSTOS PARA FABRICACIÓN.....		67
7.1.	Componentes comerciales.....	67
7.2.	Materiales y manufactura.....	67
7.3.	Montaje.....	69
7.4.	Valor Total.....	69
CAPITULO VI.....		70
8. CONCLUSIONES Y TRABAJOS RECOMENDADOS.....		70
8.1.	Conclusiones.....	70
8.2.	Trabajos recomendados.....	70
BIBLIOGRAFÍA		72

ANEXO 1	73
ANEXO 2	74
ANEXO 3	75
ANEXO 4	76
ANEXO 5	77
ANEXO 6	78
ANEXO 7	79
ANEXO 8	80
ANEXO 9	81

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Transportador telescópico Marca Inagromecanica, fuente [3].	1
Figura 2. Elementos de la banda o cinta. Fuente [1].	3
Figura 3. Tipos de Empalme. Empalme Mecánico y Empalme Vulcanizado Respectivamente. Fuente [1].	4
Figura 4. Cama de rodillos superior e inferior soportada con perfil angular, fuente [2].	6
Figura 5. Cama de rodillos superior e inferior soportada con perfil C, fuente [2].	6
Figura 6. Cama deslizante superior y cama de rodillos inferior soportada en perfil angular, fuente [2].	6
Figura 7. Cama deslizante superior y cama de rodillos inferior soportada con perfil C, fuente [2].	7
Figura 8. Cama deslizante superior y cama de rodillos inferior soportada en lamina conformada, fuente [2].	7
Figura 9. Cama deslizante superior y cama de rodillos inferior soporta en lamina conformada con Guarda, fuente [2].	7
Figura 10. Cama de Rodillos y Cama deslizante, fuente [4].	7
Figura 11. Partes de una Polea o Tambor. Fuente [1].	11
Figura 12. Deflexión de un eje con cambio de sección, fuente [1].	15
Figura 13. Deflexión de un eje recto, fuente [1].	15
Figura 14. Rodillo o Estación plana. Fuente [1]	16
Figura 15. Tubería ASTM A53 GrB Schedule 40, fuente [7].	17
Figura 16. Ensemble tensor de tornillo manualmente ajustado, fuente [1].	19
Figura 17. Tensor Automático en la cola, fuente [1].	20
Figura 18. Fluxograma del desarrollo del proyecto, fuente Autor.	24
Figura 19. Transportador para manejo de Sacos, fuente [3].	26
Figura 20. Zona para cargue de Sacos, fuente [3].	26
Figura 21. Transportador Telescópico Retraído, fuente [3].	27
Figura 22. Posición Retraída, descarga del Camión, fuente [3].	27
Figura 23. Posición Extendida/elevada, cargue de Sacos a Camión, fuente [3].	28
Figura 24. Altura mínima y máxima en mm del producto transportado, fuente Autor.	30
Figura 25. Medidas en mm del planchón del camión, fuente Autor.	30
Figura 26. Representación Global Sistema Bag Conveyor, fuente Autor.	31
Figura 27. Transportador con sistema elevación por tornillo sinfín, fuente Autor.	32
Figura 28. Transportador con sistema elevación por Winche, fuente Autor.	32
Figura 29. Transportador con sistema elevación por unidad hidráulica, fuente Autor.	32
Figura 30. Ángulo máximo y mínimo dentro del camión, fuente Autor.	33
Figura 31. Representación detallada del sistema Bag Conveyor, fuente Autor.	38
Figura 32. Propuesta transportador nivel más bajo, fuente Autor.	40
Figura 33. Propuesta transportador nivel más alto, fuente Autor.	41
Figura 34. Numero de rodillos que soportan el saco, fuente Autor.	42
Figura 35. Saco soportado según diseño propuesto, fuente Autor.	42
Figura 36. Longitud Rodillo, fuente Autor.	43
Figura 37. Carga sobre rodillo, fuente Autor.	43
Figura 38. Hoja Potencia Calculado con Belt Analyst, fuente Autor.	49
Figura 39. Diagrama de tensiones en la polea de Mando, cuando se está cargando sacos, fuente Autor.	50

Figura 40. Ubicación de poleas en el transportador de banda, fuente Autor.	51
Figura 41. Poleas del transportador, fuente Autor.	51
Figura 42. Resultante polea motriz, fuente Autor.	52
Figura 43. Resultante polea descarga tensora, fuente Autor.	54
Figura 44. Espectro de diseño, fuente Autor.	58
Figura 45. Modelo del transportador, fuente Autor.	60
Figura 46. Estructura del transportador analizado en SAP2000, fuente Autor.	60
Figura 47. Distribución de nodos típicos, fuente Autor.	61
Figura 48. Reacciones para cargas vivas y muertas combinadas, fuente Autor.	61
Figura 49. Transportador nivel más bajo, fuente Autor.	63
Figura 50. Transportador nivel más alto, fuente Autor.	63
Figura 51. Ruedas sistema de traslación, fuente Autor.	64
Figura 52. Cargas de eje Software Inventor design shaft, fuente Autor.	65
Figura 53. Deflexión del eje Software Inventor design shaft, fuente Autor.	65
Figura 54. Diámetro ideal del eje Software Inventor design shaft, fuente Autor.	65
Figura 55. Diagrama eléctrico transportador, fuente Autor.	66
Figura 56. Medidas generales transportador de banda, fuente Autor.	66

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Peso estimado de la Banda, fuente [1].	4
Tabla 2. Tipos de empalmes para bandas. Fuente [1].	5
Tabla 3. Factores de Fricción, fuente [2].	9
Tabla 4. Factores de arropo para las Poleas, fuente [1].	10
Tabla 5. Pesos estimados de poleas, fuente [1].	12
Tabla 6. Máxima tensión de la banda (PIW), fuente [5].	12
Tabla 7. Capacidad de Carga (lb)- Combinación eje y tambores, fuente [5].	12
Tabla 8. Valores estandarizados de A, fuente [5].	13
Tabla 9. Factor de dimensión, fuente [5].	13
Tabla 10. Factor de concentración de esfuerzos de fatiga, fuente [5].	14
Tabla 11. Resistencia ultima a la tracción, fuente [5].	14
Tabla 12. Resistencia a la fluencia, fuente [5].	14
Tabla 13. Diámetros de ejes disponibles, fuente [5].	14
Tabla 14. Tensión de la banda para hacer girar las poleas, fuente [8].	18
Tabla 15. Parámetros $E_x - E_y$, fuente [9].	20
Tabla 16. Periodo fundamental aproximado de la estructura, fuente [9].	20
Tabla 17. Requisitos del cliente., fuente Autor	29
Tabla 18. Características del producto empacado, fuente Autor.	29
Tabla 19. Necesidades del cliente, fuente Autor.	33
Tabla 20. Identificación de atributos, fuente Autor.	34
Tabla 21. Lista de objetivos, fuente Autor.	34
Tabla 22. Objetivos de primer nivel, fuente Autor.	35
Tabla 23. Objetivos segundo nivel Costos, fuente Autor.	35
Tabla 24. Objetivos segundo nivel Diseño, fuente Autor	35
Tabla 25. Objetivos segundo nivel Logística, fuente Autor.	36
Tabla 26. Objetivos segundo nivel Medio Ambiente, fuente Autor	36
Tabla 27. Lista de necesidades, fuente Autor.	36
Tabla 28. Matriz de decisión valoración de las propuestas de diseño, fuente Autor.	37
Tabla 29. Matriz de decisión, selección cuerpo o cama, fuente Autor.	40
Tabla 30. Resumen poleas Sistema Bag Conveyor, fuente Autor.	56
Tabla 31. Cargas muertas Da, fuente Autor.	57
Tabla 32. Definición de Combinaciones SAP2000, fuente Autor.	59
Tabla 33. Reacciones en los nodos de las restricciones, fuente Autor.	61
Tabla 34. Cantidades y precios de componentes sistema Bag conveyor, fuente Autor.	67
Tabla 35. Precios de Aceros, fuente Autor.	68
Tabla 36. Precios de dobles y mecanizados, fuente Autor.	68
Tabla 37. Evaluación de costos de manufactura del acero, fuente Autor.	69
Tabla 38. Valor total sistema Bag Conveyor, fuente Autor.	69

RESUMEN

Considerando aspectos económicos, de recurso humano y de logística, el traslado de carga de productos en el sector agroindustrial generalmente es fraccionada en una presentación homologada de bultos o sacos de 50 Kg, con el objetivo de facilitar el transporte hacia contenedores o camiones. Diferentes problemáticas demandan un mayor estudio relacionado con el transporte de este tipo de presentación. Por ejemplo, cuando la operación de cargue y descargue de los bultos se realiza de forma manual son inducidos trastornos físicos en los operarios debido al progresivo deterioro del sistema musculoesquelético derivados de un levantamiento repetitivo de carga. Adicionalmente, desde el punto de vista económico, la industria demanda medios que faciliten las operaciones de carga y descarga de los productos agroindustriales que permitan reducir los tiempos de operación y de espera de los camiones y contenedores.

En la actualidad existen diferentes equipos que ayudan a realizar dicha operación, sin embargo, las características ofrecidas normalmente dificultan la movilidad del equipo o el mantenimiento, entre otros aspectos. Como consecuencia, este proyecto de grado tiene como objetivo central el diseño básico y de detalle de un sistema *Bag Conveyor* de bultos de 50 kgs.

Para el diseño de la banda transportadora propuesta se estableció un procedimiento estructurado. Inicialmente, se trabajó en la ingeniería conceptual, que toma los datos de entrada de las especificaciones que requiere el cliente. Después, se plantean tres alternativas o propuestas para la solución con base en los antecedentes (del tipo de equipos que existen en el mercado referente a estos transportadores de banda). Luego, mediante una matriz de decisión se escogió la mejor alternativa, esta se representó en un diagrama general para la visualización de la solución, por último se escogió la norma C.E.M.A. para el tratamiento del proyecto, siendo esta norma la que contempla el desarrollo de estos equipos. Como segundo paso, se realizó una ingeniería básica con la alternativa seleccionada en la ingeniería conceptual, opción que considera un transportador por banda reversible soportado por cama mixta (rodillos y láminas) con un sistema de elevación accionado por unidad hidráulica y que usa un sensor fotoeléctrico retroreflectivo para el conteo de sacos, en este paso se comprendió el cálculo de la potencia que necesita el equipo, los diámetros de poleas, ejes, escogencia de la banda de caucho, tensores y demás componentes del transportador. Adicionalmente, se realizó un análisis estructural, desarrollando un estudio por elementos finitos, para validar la perfilaría propuesta para el equipo. Seguidamente, se dimensionó el equipo, mostrando sus medidas en un layout general y un diagrama unifilar eléctrico y de control. Luego, se efectuó un listado de materiales del equipo. Finalmente, se presentó una valoración económica de la propuesta.

Palabras claves: Diseño mecánico, transportador bag conveyor, cargue y descargue de bultos.

CAPITULO I

1. INTRODUCCIÓN.

1.1. Planteamiento del problema y justificación.

Los transportadores de banda han sido una solución frecuentemente utilizada en varias operaciones de transporte de diferentes sectores, tales como: la extracción de minerales, el transporte de materiales, la construcción, la movilidad de productos alimenticios, entre otros [1]. Estos equipos brindan un buen manejo de diferentes tipos de materiales, ya sean; granos, polvos o para que en su etapa final se comercialicen a granel, en bultos o sacos, cajas, u otro tipo de empaque.

Considerando que para el transporte de productos empacados la presentación de bultos o sacos de 50 Kg son los frecuentemente utilizados, el sector agroindustrial usa transportadores de banda para manejos de estos, ya sea para el arrume, el cargue o descargue de camiones [2]. Aunque estos equipos solucionan la necesidad anteriormente mencionada, los costos asociados a su operación y dificultad en la maniobrabilidad indican la necesidad de profundizar en el diseño de este tipo de equipos, palabras dichas por el gerente de una compañía líder en fabricación de bandas transportadoras. En este sentido a pesar de que en nuestro país se tiene la tecnología y conocimientos necesarios para diseñar y construir este tipo de dispositivos móviles, son pocas las compañías dedicadas a este fin.

Una de las empresas dedicada al diseño, fabricación, instalación y puesta en marcha de equipos para el manejo de materiales es INAGROMECHANICA S.A.S. fundada por CIAMSA en 1996 localizada en Cali (Valle), la cual es una empresa especializado en el diseño, fabricación, instalación y puesta en marcha de máquinas para manejo de productos sólidos y líquidos, tales como; transportadores por banda o tornillo sin-fin, de cadena (redlers), elevadores de cangilones, tanques, silos y la ejecución de proyectos integrales de ingeniería y montaje inherentes a estos equipos.

INAGROMECHANICA ofrece una solución para el almacenamiento y recibo de sacos de 50 Kg que consta de un transportador reversible, móvil sobre ruedas macizas, ver Figura 1. El equipo presenta una operación electro hidráulica para sus maniobras. Adicionalmente, dispone de un sistema de inclinación y longitud variable para permitir el cargue y descargue a diferentes alturas, asegurando así su operatividad, tanto en el recibo como en el despacho de productos.



Figura 1. Transportador telescópico Marca Inagromecanica, fuente [3].

Sin embargo, esa solución presenta varios aspectos a mejorar, tales como:

- Dificultad en la manipulación, debido a su peso excesivo.
- Dificultad en posicionamiento en el mercado, debido a los costos de fabricación.

Como consecuencia, los clientes frecuentemente rechazan la solución que ofrece la empresa y optan por adquirir equipos de procedencia extranjera.

Por lo expuesto anteriormente el propósito de este trabajo es el diseño de un transportador por banda (solicitado por la empresa INAGROMECANICA S.A.S.) para el cargue y descargue de sacos o bultos de 50kg para el sector agroindustrial dedicado a la logística de dichos empaques.

2. OBJETIVOS.

2.1. General.

- Diseñar un sistema de transporte de tipo *Bag conveyor* para cargue y descargue de bultos de producto granular de 50Kgs.

2.2. Específicos.

- Definir los requisitos funcionales del equipo *Bag conveyor* acorde a las necesidades de una empresa de la región.
- Formular una propuesta de diseño del equipo que considere aspectos estructurales y de control.
- Realizar una estimación de costos de fabricación de la propuesta de diseño.

3. MARCO TEÓRICO.

En este capítulo se presentan los aspectos teóricos que soportan el desarrollo de este proyecto. En este sentido son descritos aspectos relacionados a los transportadores de banda relacionados con los objetivos de este proyecto.

3.1. Transportador por banda.

3.1.1. Empaque

Se define empaque al contenedor utilizado para proteger, promocionar, transportar y / o identificar un producto. El empaque puede variar de un envoltorio de plástico a una caja de acero o de madera o de tambor. Puede ser primario (que contiene el producto), secundario (que contiene uno o más paquetes primarios) o terciario (que contiene uno o más paquetes secundarios)" [1].

3.1.2. Bolsa válvulada

La bolsa válvulada es un tipo de empaque industrial que debido a su diseño y elaboración permite un mejor desempeño en el empaque de materiales finos y granulados, este tipo de bolsa puede ser elaborado en Polietilenos de baja y alta densidad según sea el caso también en polipropileno; en cuanto al diseño de la bolsa está constituido de manera eficiente para que el llenado sea más rápido debido a su válvula de apertura y un mejor y eficiente estibado del producto empacado [2].

3.1.3. Banda o Cinta

La banda transportadora en sí misma, es el componente más importante, ya que es la encargada de transportar el material a lo largo del transportador. La apropiada selección de ésta es una de las tareas más importantes ya que representa un alto porcentaje de la inversión inicial en el equipo.

La banda consta de tres elementos: la cubierta superior, la(s) carcasa(s), y la cubierta inferior, ver Figura 2.

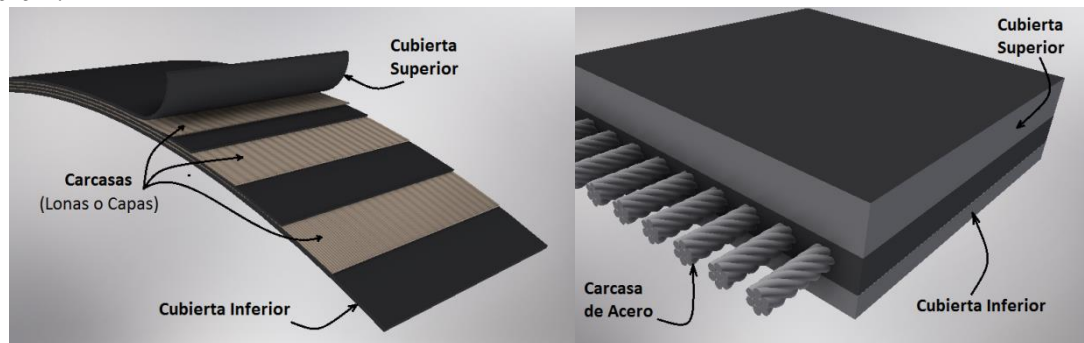


Figura 2. Elementos de la banda o cinta. Fuente [1]

Las carcasas son conformadas por telas sintéticas o cables de acero. Las cubiertas protegen la carcasa del deterioro debido al ambiente u operación y son fabricadas de compuestos de cauchos naturales: SBR (*Styrene-Butadiene Rubber*), EPDM (*Ethylene Propylene Diene Monomer Rubber*), PVC (*Polyvinyl-Chloride*), entre muchos otros.

3.1.3.1. Ancho de la banda.

Normalmente, el ancho de la banda del transportador es de 2" a 3" más ancho que el producto a transportar [2], teniendo en cuenta que los anchos de banda generalmente usados y de fácil consecución son de 18, 24, 30, 36, 42, 48, 54, 60, 72, 84 y 96 pulgadas [1]. Con base en esto, y teniendo en cuenta el ancho del producto en la Tabla 18, se usara la siguiente fórmula para el ancho de banda requerido.

$$BW = UW + 3in \quad (1)$$

Dónde:

BW = es el ancho de la banda.

UW = es el ancho del producto empacado.

3.1.3.2. Peso de la banda

Peso de la banda por unidad de longitud. Se seleccionará el peso estimado de la banda partiendo del ancho a utilizar y la densidad del material a transportar, ver Tabla 1.

Para seleccionar el peso de la banda, se debe primero calcular la densidad del material transportado, usando la siguiente ecuación(2), [4]:

$$\text{Densidad Material transportado} = \frac{\text{Peso del Saco}}{\text{Volumen del Saco}} \quad (2)$$

Tabla 1. Peso estimado de la Banda, fuente [1].

Ancho de Banda (BW [in])	Material transportado, lbf/ft³		
	30-74	75-129	130-200
18	3.5	4.0	4.5
24	4.5	5.5	6.0
30	6.0	7.0	8.0
36	9.0	10.0	12.0
42	11.0	12.0	14.0
48	14.0	15.0	17.0
54	16.0	17.0	19.0
60	18.0	20.0	22.0
72	21.0	24.0	26.0
84	25.0	30.0	33.0
96	30.0	35.0	38.0

3.1.4. Empalmes.

Los dos tipos de empalmes frecuentemente empleados son: el empalme mecánico y el empalme vulcanizado y dentro de éste último el empalme en frío o en caliente, ver Figura 3. La selección del método depende de las condiciones de trabajo y los accesorios instalados en el transportador, ver Tabla 2.

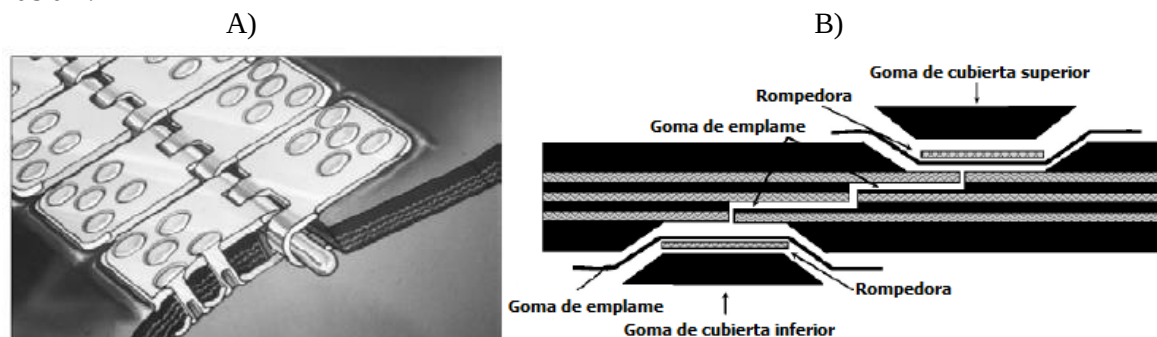


Figura 3. Tipos de Empalme. A) Empalme Mecánico. B) Empalme Vulcanizado. Fuente [1]

Tabla 2. Tipos de empalmes para bandas. Fuente [1].

Tipo de Empalme	Ventajas	Desventajas
Mecánico	• Rápido de hacer • Bajo costo inicial • Permite re-tensionar la banda en corto tiempo	• Exposición de filos • Superficie rugosa • Fugas • Retienen calor • Daño de limpiadores • Limitados por el diámetro de las poleas
Vulcanizado	• Soportan alto esfuerzo • Larga vida útil • Empalme más limpio, sin sobresaltos	• Alto costo inicial • Requiere tensor de largo recorrido • Paradas prolongadas en reparaciones • Complejidad: calidad y edad de los componentes

3.1.5. Velocidad del transportador.

Los transportadores son usados cuando es requerido un control positivo de las unidades de carga. Para calcular la velocidad necesaria de un transportador, se deben cumplir los siguientes requisitos:

- La velocidad seleccionada debe ser mayor o igual a la velocidad mínima requerida.
- La velocidad seleccionada debe ser capaz de aceptar la tasa de descarga LFPM (Carga pie por minuto) del transportador que lo alimenta. En otras palabras, el LFPM debe ser mayor o igual a la LFPM del transportador que lo alimenta.
- La LFPM resultante no excede la capacidad de aceptación del equipo que alimenta. En otras palabras, el LFPM del transportador en cuestión debe ser menor o igual que el LFPM del equipo que alimenta.

Normalmente, se selecciona una velocidad de banda que excede la LFPM para asegurarse de que se cumple la capacidad nominal del cliente. Se debe tener cuidado al seleccionar esta velocidad. Cuando los diseñadores cumplen con los tres criterios anteriores con su selección de velocidad, optan por el diseño del sistema y toman medidas claras para reducir los puntos de atascamiento del producto empacado y clasificar los "cuellos de botella" [4].

Mínima velocidad requerida.

$$Velocidad (FPM) = LFPM = Longitud de la carga (ft) \times LPM \quad (3)$$

Dónde:

LPM = Capacidad en carga por minuto.
 Longitud de la carga = Longitud de la carga o producto empacado.
 LFPM = Carga pie por minuto.
 FPM = Pie por minuto

A veces, es ventajoso producir una brecha (*GAP*) entre los productos empacados. Esta brecha es a menudo necesaria para ayudar a los controles y ayudar a reducir el daño de la carga de la unidad al mantener los productos separados. Para designar una brecha en el sistema, simplemente se agrega la dimensión de brecha deseada en el cálculo de la siguiente manera:

$$FPM = (Longitud\ de\ la\ carga + GAP) \times LPM \quad (4)$$

3.1.6. Cuerpo o Cama del transportador.

La banda y las cargas son soportadas por alguno de los siguientes tipos de secciones de construcción, mostrados desde la Figura 4 a la Figura 9, [2].

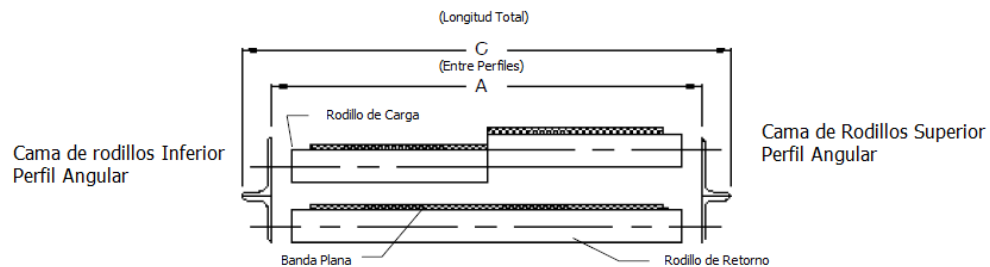


Figura 4. Cama de rodillos superior e inferior soportada con perfil angular, fuente [2].

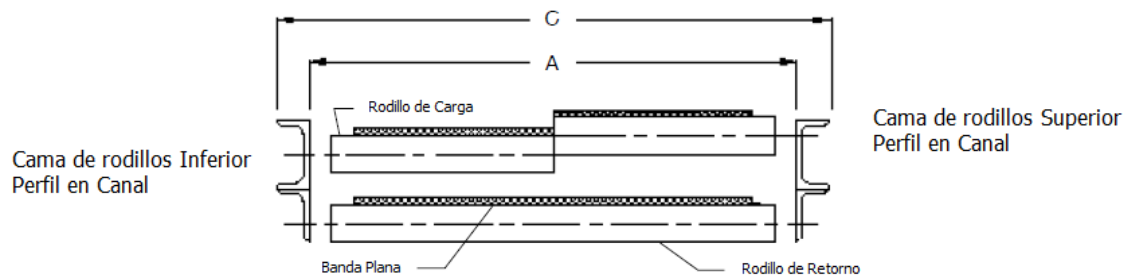


Figura 5. Cama de rodillos superior e inferior soportada con perfil C, fuente [2].

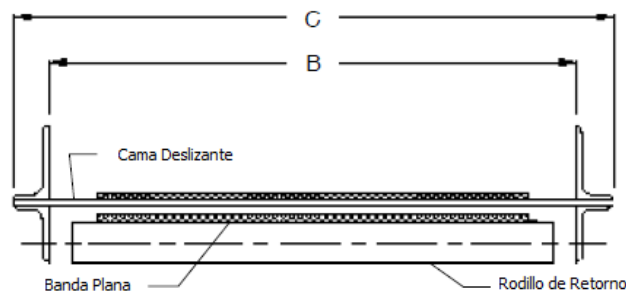


Figura 6. Cama deslizante superior y cama de rodillos inferior soportada en perfil angular, fuente [2].

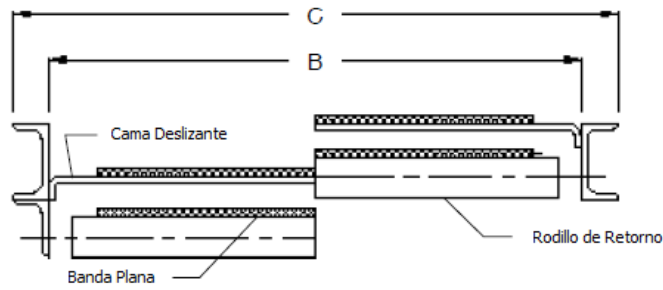


Figura 7. Cama deslizante superior y cama de rodillos inferior soportada con perfil C, fuente [2].

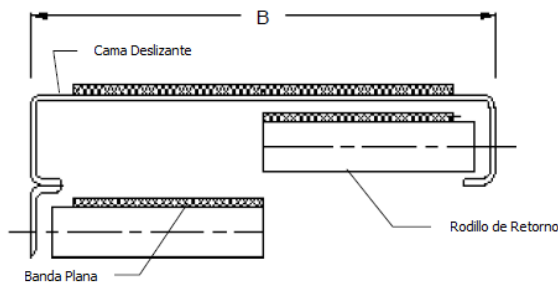


Figura 8. Cama deslizante superior y cama de rodillos inferior soportada en lamina conformada, fuente [2].

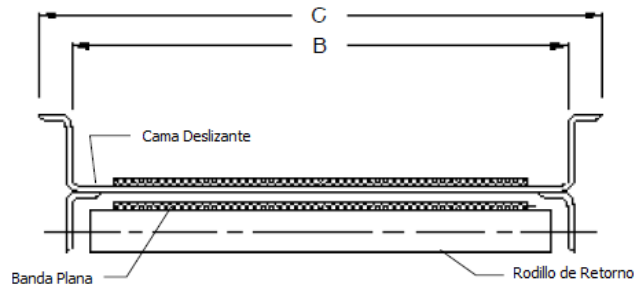


Figura 9. Cama deslizante superior y cama de rodillos inferior soporta en lamina conformada con Guarda, fuente [2].

3.1.6.1. Cama de Rodillos y Cama Deslizante.

Los diseños de la cama de rodillos y de cama deslizante están hechos de dos perfiles laterales de acero con un travesaño soldado o atornillado entre ellos para mantener el ancho requerido del transportador. Ambos diseños también tienen un rodillo inferior, conocido como rodillo de retorno, debajo de la fila de rodillos de transporte o bandejas que se utiliza para soportar la vuelta de la cinta transportadora [4]. Ver Figura 10.

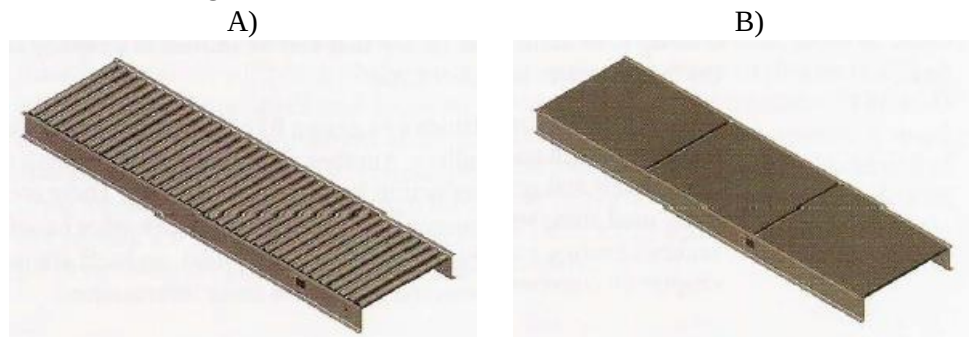


Figura 10. A) Cama de Rodillos. B) Cama deslizante, fuente [4].

Como regla general, los transportadores horizontales requieren al menos dos rodillos bajo la carga en todo momento y en transportadores inclinados tres o más, una ventaja de las camas de rodillos es el requerimiento mínimo de potencia y mayor vida útil de la banda. En cuanto a las camas deslizantes debido al contacto de la banda y la lámina se crea mayor fricción y por ende mayores requisitos de potencia, esta construcción generalmente se limita a la manipulación de cargas de peso ligero o mediano a velocidades moderadas [2].

3.1.7. Peso del Material Transportado.

Se denomina al peso que soporta el transportador en el momento que este se encuentra cargado completamente [2].

$$W_m = \frac{\text{Carga de Material}}{\text{Longitud del transportador}} \quad (5)$$

Donde:

Carga de material es el peso total del material que transporta la banda cuando esta se encuentre llena, es decir; la cantidad total de sacos sobre el transportador considerando el GAP. Y la longitud del transportador es la distancia de separación entre las Poleas.

3.1.8. Peso total en movimiento

El peso total en movimiento se calcula con la siguiente formula [2] :

$$W = W_m + 2W_b + R_t C_t + R_i C_i \quad (6)$$

3.1.9. Tensión Efectiva.

Se denomina tensión efectiva a aquella diferencia entre las tensiones entrante y saliente, alrededor de la polea conductora, necesaria para que se produzca la rotación de la banda cargada a la velocidad de diseño definida [2].

La ecuación general para el cálculo de la tensión efectiva está dada por (7) para cama de rodillos y por (8) para cama deslizante:

$$T_e = \frac{(F_r \times L \times (W_m + (2 \times W_b)) + (R_t \times C_t) + (R_i \times C_i)) + (W_m \times h) + (W \times L \times G)}{F_t} \quad (7)$$

$$T_e = \frac{(F_s \times L \times (W_m + W_b)) + (F_r \times L \times (W_b + (R_i \times C_i))) + (W_m \times h) + (W \times L \times G)}{F_t} \quad (8)$$

Dónde:

F_r = Factor de fricción para rodillos.

F_s = Factor de fricción para banda soportada por cama deslizante.

L = Longitud del transportador [pies].

W_m = Peso del material transportado, [libras/pie].

W_b = Peso de la banda, [libras/pie].

R_t = Peso unitario del rodillo de carga sin el eje [libras].

R_i = Peso unitario del rodillo de retorno sin el eje [libras].

C_t = Cantidad de rodillos de carga [por pie].

C_i = Cantidad de rodillos de retorno [por pie].

h = Cambio neto de elevacion [pies].

W = Peso Total en movimiento [libras/pie].

G = Factor de aceleracion 0.11.

F_t = Factor de contingencia y perdida Terminal.

Para cama deslizante el valor $G = 0$, [2].

3.1.7.1. Factores de Fricción.

Factor usado para calcular la resistencia debida a la fricción en las estaciones y la resistencia al deslizamiento entre la banda y los rodillos y la banda y la lámina deslizante, ver Tabla 3.

Tabla 3. Factores de Fricción, fuente [2].

Tipo de Superficie de la Banda	Superficie de soporte de la Banda F_s	F_r SL/BOR	F_t Transporte
Desnuda	0,3	0,05	0,85
Superficie de Fricción	0,35		
Recubierta de caucho	0,45*		

*Con lubricación constante de agua en las camas deslizantes húmedas, $F_s = 0,25$ puede usarse con una cubierta de goma. Los valores anteriores pueden ser más altos o más bajos, dependiendo de la banda utilizada y de la superficie deslizante. [2]

3.1.7.2. Tensión efectiva cuando se descarga material.

Debido a que el transportador descendente está bajando el producto, (h) se trata como un valor negativo, por lo que la tensión calculada para el elemento de disminución resta de la suma de las tensiones efectivas del elemento horizontal. La elevación neta negativa ayuda a alimentar la banda; Sin embargo, hay dos puntos que deben tenerse en cuenta al hacer esta afirmación [2]:

- Normalmente, al calcular la tensión efectiva para una unidad declinada, el factor de aceleración generalmente se ignora; se supone que el transportador ya se está ejecutando. Siendo este el caso, si la tensión negativa para el declive es cercana a la tensión positiva para los elementos horizontales, podría parecer que la unidad requiere poca o ninguna potencia para funcionar. En este caso, la aceleración / desaceleración de la carga debe considerarse para asegurarse de que la unidad de potencia no esté sub-dimensionada.
- Normalmente, el elemento de declive es una unidad de cama deslizante. Los fabricantes de bandas generalmente definen un rango para un factor de fricción deslizante de su banda contra la cama deslizante. La tensión efectiva debe calcularse usando cada extremo para determinar cuál es el peor caso y la unidad de potencia debe dimensionarse en función de la tensión resultante más alta.

Si bien los transportadores ascendentes y descendentes constan de los mismos elementos básicos, el procedimiento para determinar la tensión efectiva total (T_{et}) del transportador difiere.

Debido a las muchas combinaciones posibles de carga viva, tipos de cama, longitud de declive, longitudes horizontales, ángulos de inclinación, etc., el requisito de T_{et} de un transportador de banda descendente debe calcularse las veces en función de las diferentes condiciones de funcionamiento, condición de carga / vacío de los elementos inclinados y horizontales [2].

Se debe considerar un modo donde se representa el encendido y la parada del transportador "peso total en movimiento". La unidad de potencia debe tener la capacidad de manejar esta fuerza. Se puede suponer que G es 0.11 para calcular T_{et} en este modo [2].

$$T_{et} = G \times (Total\ Carga\ Viva + Total\ Carga\ Muerta) \quad (9)$$

$$Total\ Carga\ Viva = W_m \times L \quad (10)$$

$$Total\ Carga\ Muerta = L \times (2 W_b + R_t C_t + R_i C_i) \quad (11)$$

Se debe usar el valor más alto de los modos calculados como base para determinar la unidad de potencia [2].

3.1.7.3. Tensiones en la polea.

De acuerdo con la definición de la tensión efectiva, la relación entre las tensiones existentes en la polea está dada por [1]:

$$T_e = T_1 - T_2 \quad (12)$$

Donde:

T_1 : Cuando se trata de un transportador en el que la potencia es transmitida desde la polea hacia la banda, ésta es la tensión de mayor magnitud, entrando a la polea, también nombrado “lado tenso”.

T_2 : Es por lo tanto la tensión de menor magnitud, saliendo de la polea, llamado también “lado flojo”.

Otros aspectos a tener en cuenta para los cálculos son: al ángulo de arroje y el tipo de contacto entre la banda y la polea, ver Tabla 4. Las tensiones de la banda se determinaran con base en las siguientes ecuaciones [2]:

$$T_1 = K_1 \times T_e = (1 + K_2) \times T_e \quad (13)$$

$$T_2 = K_2 \times T_e \quad (14)$$

Tabla 4. Factores de arroje para las Poleas, fuente [1].

Arroje Grados	Tensor automático				Tensor Manual			
	Polea sin Recubrimiento		Polea con Recubrimiento		Polea sin Recubrimiento		Polea con Recubrimiento	
	K_1	K_2	K_1	K_2	K_1	K_2	K_1	K_2
180°	1,85	0,85	1,5	0,5	2,2	1,2	1,8	0,8
200°	1,72	0,72	1,42	0,42	2	1	1,7	0,7
210°	1,67	0,67	1,38	0,38	2	1	1,7	0,7
215°	1,64	0,64	1,36	0,36	1,9	0,9	1,6	0,6
220°	1,62	0,62	1,35	0,35	1,9	0,9	1,6	0,6
240°	1,54	0,54	1,3	0,3	1,8	0,8	1,6	0,6

Donde K_1 y K_2 son los factores para hallar las Tensiones de las poleas y dependen del ángulo de arroje entre la banda y la polea.

3.1.7.4. Tensión de la banda PIW.

La tensión de la banda, que está dada por la relación entre el ancho de banda seleccionado, la tensión máxima y el factor de seguridad. Por ser la banda en sí misma el elemento más costoso el factor de seguridad es el mayor de todos los componentes: Factor de Seguridad: 10 [1], con este valor se evita cualquier accidente que ocasionen paradas inesperadas del equipo por rotura de banda, este factor lo recomiendan la mayoría de fabricantes.

$$PIW = \frac{T_{max}}{B_w} \quad (15)$$

Donde:

T_{max} : es la máxima tensión calculada (T_1).

B_w : es el ancho de la banda.

Es necesario llevar el PIW a N/mm, unidades en que se designan las bandas generalmente, por lo tanto la tensión a la rotura de banda B_T requerida estará dada por:

$$B_T = PIW \times FS \times 0.175 \quad (16)$$

Dónde: 0.175 es el factor de conversión para pasar de lb/in a N/mm. Los fabricantes han designado las bandas de acuerdo a la tensión por capa y éstas a su vez se fabrican en valores múltiplos de 75, 110, 150 y 200 N/mm. Aunque esto está en constante cambio [1].

3.1.10. Poleas o Tambores

Los tambores pueden tener recubrimiento o no tenerlo. Estos recubrimientos pueden ser en caucho, uretanos o cerámica. La función de éste es proteger la banda del desgaste debido a la fricción y minimizar la posibilidad de deslizamiento de la banda sobre el cuerpo del tambor. A su vez, el recubrimiento puede tener algún tipo de grabado. El tambor o polea ilustrado tiene un grabado conocido como “tipo espiga”, ver Figura 11. Este tipo de grabado hace las veces limpiador ya que sus canales ayudan a desalojar pequeño material particulado hacia los lados del transportador, evitando así que quede atrapado entre el tambor y la cinta.

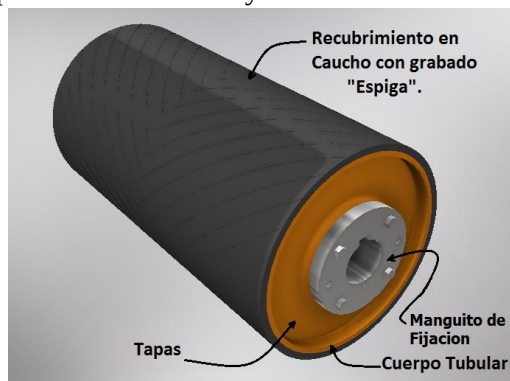


Figura 11. Partes de una Polea o Tambor. Fuente [1]

El ancho de cara de las poleas se recomienda sea igual al ancho de la banda más dos pulgadas si la lona es menor de 42in de ancho, si es mayor de 42in se debe sumar tres pulgadas al ancho de la banda [1]. En la Tabla 5 se muestran los pesos representativos de poleas para propósitos de estimación. Como los valores reales pueden variar, los diseños finales de poleas y ejes deben verificarse con el fabricante [1]. En la Tabla 6 se representa la máxima tensión de la banda en PIW.

Tabla 5. Pesos estimados de poleas, fuente [1].

Polea		Ancho de la Lona (in)						
Diámetro (in)	Agujero máximo (in)	18		24		30		
		Ancho de la polea (in)						
		20	22	24	26	30	32	36
6	2-1/2	30	35	35	40	40	45	45
8	2-1/2	45	50	50	55	60	65	70
10	2-1/2	55	60	60	65	70	75	85
	3	60	65	70	75	80	85	95
	3-1/2	75	80	80	85	90	95	105

Tabla 6. Máxima tensión de la banda (PIW), fuente [5].

Arco de contacto (grados)	Diámetro de la Polea (in)						
	8	10	12	14	16	18	20
170	75	95	115	145	175	205	250
180	85	105	125	160	195	230	275
190	75	95	115	145	175	205	250
200	70	85	100	130	160	185	225

La fuerza resultante de la polea se calcula de acuerdo a la ecuación (17) y se compara en la Tabla 7 dependiendo del ancho de cara de la polea [5].

$$R = \sqrt{((T_1 + T_2) \cos \theta)^2 + ((T_1 + T_2) \sin \theta - W)^2} \quad (17)$$

Tabla 7. Capacidad de Carga (lb)- Combinación eje y tambores, fuente [5].

Diámetro eje (in)	L (in)	Ancho de cara de la polea (in)								
		12	14	16	18	20	22	26	32	38
2 3/16	3	5300	5300	5300	5300	5300	5100	4200	3300	2800
	8	2900	2900	2900	2900	2900	2800	2300	1900	1500
	12	2200	2200	2200	2200	2200	2100	1700	1400	1100
	18	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1200	980	810
2 7/16	4	6300	6300	6300	6300	6300	6300	5600	4400	3700
	8	4000	4000	4000	4000	4000	4000	3600	2900	2400
	12	3000	3000	3000	3000	3000	3000	2700	2100	1700
	18	2100	2100	2100	2100	2100	2100	1900	1500	1300

3.1.8.1. Chequeo diámetro de eje.

Para chequear el diámetro del eje se consideran esfuerzos combinados de flexión y torsión (ecuación (18), de la norma B105.1), esto nos dará un diámetro diferente, así que se usara el eje de mayor dimensión [5]:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32FS}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T}{S_y}\right)^2}} \quad (18)$$

Donde:

- FS: Factor de seguridad =1.5, [1].
- M: Momento flector (lb.in)

$$M = \frac{R \times A}{2} \quad (19)$$

Tabla 8. Valores estandarizados de A: Distancia entre chumacera y tapa de la polea, fuente [5].

Diámetro del eje (in)	A (in)
1-3/16 a 2-7/16	N + 1-5/8
2-11/16 a 2-15/16	N + 1-3/4
3-7/16	N + 2-1/2
3-15/16	N + 2-3/4
4-7/16	N + 3
4-15/16	N + 3-1/4

Según el diámetro del eje se escoge “A”, este valor se calcula con $N = L/2$, donde L es igual a la distancia entre chumaceras “B” de la polea menos el ancho de la polea. ($L = B - \text{ancho polea}$), [5].

- S_f : Factor de corrección del límite de fatiga del eje [5].

$$S_f = k_a k_b k_c k_d k_e k_f k_e \cdot S_f^* \quad (20)$$

k_a Factor de superficie para ejes mecanizados = 0.8

k_b Factor de dimensión = $D^{-0.19}$ ver Tabla 9.

Tabla 9. Factor de dimensión, fuente [5].

(D) Diámetro del eje (in)	Factor de dimension Kb
2-3/16	0,8618
2-7/16	0,8443
2-11/16	0,8288

k_c Factor de fiabilidad = 0,897

k_d Factor de temperatura, de -70°F a 400°F = 1,0

k_e Factor de ciclo de trabajo = 1,0 para temperaturas entre -70°F a 400°F, [1].

k_f Factor de concentración de esfuerzos de fatiga = 0,63

Tabla 10. Factor de concentración de esfuerzos de fatiga, fuente [5].

Acero	cuña	chaveta
Recocido < 200BHN	0,63	0,77
Templado > 200BHN	0,5	0,63

k_g Factor misceláneo, para servicio normal = 1,0

S_f^* Resistencia ultima a la tracción.

Tabla 11. Resistencia ultima a la tracción, fuente [5].

Acero	Resistencia a la tracción (psi)
SAE 1018	29000
SAE 1045	41000
SAE 4140 (recocido)	47500

S_f^* Tabulada al 50%.

- T: Momento torsor (lb.in)

$$T = T_e \times r \quad (21)$$

Momento torsor igual a la tensión efectiva multiplicada por el radio de la polea.

- S_y : Resistencia a la fluencia

Tabla 12. Resistencia a la fluencia, fuente [5].

Acero	Resistencia a la fluencia (psi)
SAE 1018	32000
SAE 1045	45000
SAE 4140 (recocido)	60500

Tabla 13. Diámetros de ejes disponibles, fuente [5].

Diámetro de Polea (in)	Ancho de cara de la polea (in)								
	12	14	16	18	20	22	26	32	38
8	1 3/16 a 2 7/16	1 3/16 a 2 7/16	1 3/16 a 2 7/16	1 3/16 a 2 7/16	1 3/16 a 2 7/16	1 3/16 a 2 7/16	1 3/16 a 2 7/16	1 7/16 a 2 7/16	1 7/16 a 2 7/16
10	1 3/16 a 2 15/16	1 3/16 a 2 15/16	1 3/16 a 2 15/16	1 3/16 a 2 15/16	1 3/16 a 2 15/16	1 3/16 a 2 15/16	1 3/16 a 2 15/16	1 7/16 a 2 15/16	1 7/16 a 2 15/16

3.1.8.2. Chequeo deflexión del eje.

Para chequear la deflexión del eje en los discos extremos o tapas de la polea, teniendo en cuenta que la deflexión máxima permitida es de 0,0023in/in ($\tan 0^{\circ}8'$), la ecuación (22) se usará para el cálculo de la deflexión de un eje con cambio de sección transversal es [1]:

$$\tan \alpha = \frac{R \times A}{2 \times E_Y} \left[\left(\frac{C}{I} \right) + \left(\frac{B - 2 \times A - 2 \times C}{2 \times I_2} \right) \right] \quad (22)$$

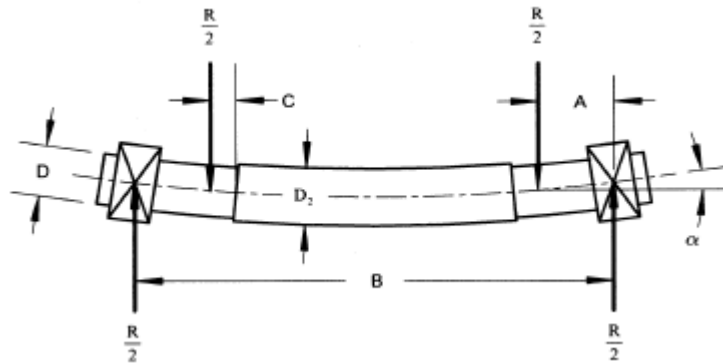


Figura 12. Deflexión de un eje con cambio de sección, fuente [1].

Donde A es la distancia entre la chumacera y la tapa de la polea, visto en la Tabla 8.

Si se establece que $D = D_2$ en la ecuación (22), dará como resultado la fórmula para el cálculo de la deflexión de un eje de diámetro homogéneo en toda su longitud o eje recto (ecuación (23)) [1]:

$$\tan \alpha = \frac{R \times A \times (B - 2A)}{4E_Y \times I} \quad (23)$$

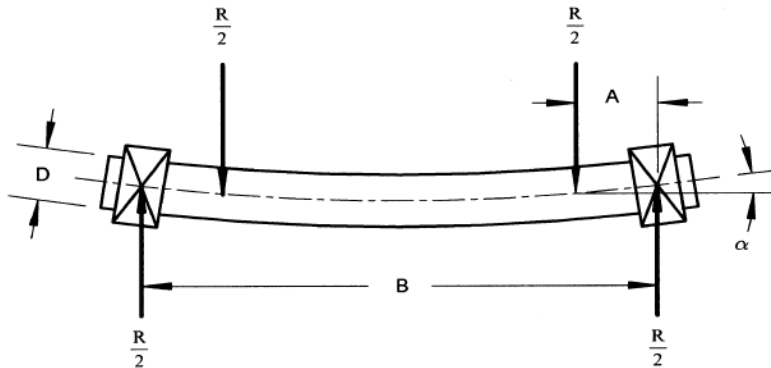


Figura 13. Deflexión de un eje recto, fuente [1].

Donde:

R: Fuerza resultante.

A: Brazo del momento tursor medido hasta el centro de las chumaceras. Ver la Tabla 8.

B : Distancia entre centros de chumaceras.

C : Brazo del momento de área del eje, medido hasta el cambio de sección.

E_Y : Modulo de Young para el acero, $29 \times 10^6 \text{ psi}$.

I : Momento de inercia del eje en los extremos.

I_2 : Momento de inercia en la parte central.

Formula momento de inercia para una sección circular [6]:

$$I = \frac{1}{4} \pi \left(\frac{D}{2} \right)^4 \quad (24)$$

3.1.11. Rodillos o Estaciones

Estos elementos son los que soportan la carga del material transportado y la banda a lo largo del transportador, ver Figura 14. Están las de carga y las de retorno, donde estas últimas se posicionan por debajo de la banda evitando así que se descuelgue la lona demasiado por su propio peso.

Hay dos factores importantes que se debe tener en cuenta en los rodillos, uno es el número de rodillos que están debajo de la carga, y el otro es la carga que sufre ese rodillo. Las siguientes ecuaciones (25) y (26) representan dichos factores [2]:

$$\text{Numero de Rodillos} = \frac{\text{Longitud del Saco}}{\text{Separacion entre Rodillos}} \quad (25)$$

$$\text{Carga del Rodillo} = \frac{\text{Peso del Saco}}{\text{Numero de Rodillos}} \quad (26)$$

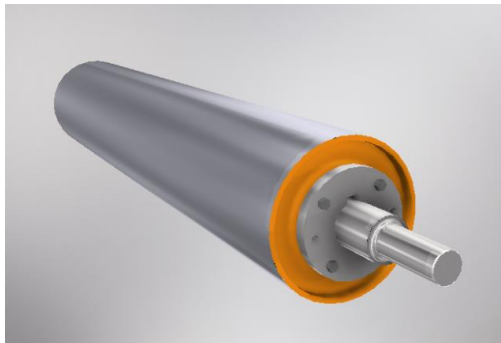


Figura 14. Rodillo o Estación plana. Fuente [1]

Es necesario tener en cuenta la cantidad de rodillos por pie que se tenga en el transportador, este dato se calcula con la ecuación (27) [2]:

$$C_t = \frac{1 \text{ pie}}{\text{Paso entre Rodillos}} \quad (27)$$

El paso entre rodillos debe estar en pies.

Para definir el largo del rodillo se debe sumar 3in al ancho de la banda [1].

El momento Máximo [6] se considera en el rodillo como una Viga simplemente apoyada.

$$M_{Max} = \frac{q L^2}{8} \quad (28)$$

Para calcular el módulo de Sección S_x la ecuación es la siguiente [6]:

$$S_x = \frac{M_{Max}}{\sigma_y} \quad (29)$$

A continuación se muestra las propiedades de una tubería ASTM A 53 Grado A y B Schedule 40, tubería con la que se fabrican la mayoría de rodillos para los transportadores [1], ver Figura 15.

CAÑERÍAS DE ACERO NORMA ASTM A 53 Grado A y B Schedule 40 (con costura)

CALIDAD: ASTM A 53 Grade A y B Schedule 40
LARGOS: 6 [m]
RECUBRIMIENTOS: NEGRO Y GALVANIZADO



Denominación	Diámetro Exterior D	Espesor e	Área A	Perímetro Exterior P _r	Módulo Resistente W	Momento de Inercia I	Radio de Giro i	Presión de Prueba	
								Grado A	Grado B
								[MPa]	[MPa]
Ø D x P	[mm]	[mm]	[mm] ²	[mm]	[mm ³]	[mm ⁴]	[mm]		
Ø 1/2 x 1,266	21,3	2,77	161	66,9	664	7.076	6,62	4,9	4,9
Ø 3/4 x 1,687	26,7	2,87	215	83,9	1.159	15.473	8,49	4,9	4,9
Ø 1 x 2,502	33,4	3,38	319	104,9	2.178	36.365	10,68	4,9	4,9
Ø 1 1/4 x 3,392	42,2	3,56	432	132,6	3.855	81.338	13,72	8,4	9,1
Ø 1 1/2 x 4,049	48,3	3,68	516	151,7	5.352	129.253	15,83	8,4	9,1
Ø 2 x 5,437	60,3	3,91	693	189,4	9.176	276.647	19,98	16,2	17,6
Ø 2 1/2 x 8,633	73,0	5,16	1100	229,3	17.433	636.315	24,05	17,6	17,6
Ø 3 x 11,293	88,9	5,49	1439	279,3	28.268	1.256.504	29,55	15,6	17,6
Ø 4 x 16,075	114,3	6,02	2048	359,1	52.678	3.010.519	38,34	13,4	15,5
Ø 6 x 28,264	168,3	7,11	3600	528,7	139.230	11.716.231	57,04	10,7	12,5

CALIDAD	Tensión mínima de Fluencia, F _y	Tensión mínima de Rotura, F _u	F _y /F _u	Alarga-miento
	[MPa]	[MPa]	≤ 0,85	[%]
ASTM A53 -Gr A	211	337	0,63	36
ASTM A53 -Gr B	246	422	0,58	30

Figura 15. Tubería ASTM A53 GrB Schedule 40, fuente [7].

Para calcular el factor de seguridad a la fatiga se usa la siguiente formula:

$$N_f = \frac{S_f * S_{ut}}{(\sigma_m * S_{ut}) + (\sigma_m * S_f)} \quad (30)$$

El esfuerzo máximo σ_m y el número de ciclos “N” se obtiene de las siguientes formulas:

$$\sigma_m = \frac{M_{Max} * C}{I_x} \quad (31)$$

$$N = \left(\frac{\sigma_m}{a} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (32)$$

Donde a y b se calculan con las siguientes expresiones:

$$a = \frac{(0,9 * S_{ut})^2}{S_f'} \quad (33)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{(0,9 * S_{ut})}{S_f'} \quad (34)$$

3.1.12. Unidad Motorreductora

Este elemento representa la fuerza motriz encargada de activar el movimiento del equipo. Hoy en día la gran mayoría de las máquinas son accionadas por motores ya sean eléctricos, de combustión interna, hidráulicos o turbinas de gas o de vapor. Sin importar de donde provenga la fuerza motriz, es necesario llevar el movimiento y la fuerza, desde el lugar en que se generan hasta el lugar en que se emplean.

Fuente [1]

3.1.10.1. Potencia

La potencia requerida en el sistema motriz del transportador, es derivada de la tensión efectiva T_{et} y la velocidad lineal de diseño del equipo, y se calcula a través de la siguiente ecuación (35) [2]:

$$hp = \frac{T_{et} \times FPM}{E_0 \times 33000} \quad (35)$$

Donde E_0 es la eficiencia de sistema motriz.

3.1.10.2. Potencia adicional polea mando.

El valor de la potencia debe ser corregido teniendo en cuenta las perdidas debidas a la fricción entre la polea conductora y la banda [8], ver ecuación (36).

$$Potencia\ adicional\ polea\ mando = \frac{N \times T_{polea\ mando} \times FPM}{33000} \quad (36)$$

Dónde: N es el número de unidades motrices; $T_{polea\ mando}$: es la tensión debida a la resistencia de la banda a doblarse alrededor de la polea, ver Tabla 14 y v = velocidad lineal de la banda.

Tabla 14. Tensión de la banda para hacer girar las poleas, fuente [8].

Localización de la Polea	Ángulo de arroyo de la banda (grados)	Tensión de la Banda lb/polea(*)
Lado tenso o carga	150–240	200
Lado flojo o retorno	150–240	150
Los demás	menos de 150	100

(*) Lb/polea: libras de tensión adicional por cada polea.

3.1.10.3. RPM

Para el cálculo de las revoluciones por minuto se usará la siguiente fórmula [1]:

$$FPM = \pi Dn \quad (37)$$

Donde:

FPM = velocidad del transportador.

D = Diámetro de la polea más el espesor de recubrimiento.

n = rpm

3.1.13. El Sistema Tensor

Desde su instalación y durante el funcionamiento, la banda sufre una elongación o estiramiento debido a la carga y/o condiciones de arranque y parada frecuentes. Cuando esta elongación se convierte en permanente, se requiere tensionar la banda nuevamente para evitar que patine sobre los tambores, lo que producirá daño severo a las cubiertas y en ocasiones la pérdida total del caucho. Para evitar esto, todo transportador debe estar provisto de un sistema tensor que permita restablecer la tensión ya sea de forma manual o automática. El tensor automático por gravedad consiste en una estructura que se mueve en la misma dirección de la banda y sobre la cual se monta el tambor de cola (ver Figura 17), se usan en bandas de longitud superior a 30m. Los tensores manuales se utilizan en transportadores cortos donde es posible, mediante una inspección visual periódica, determinar la pérdida de tensión de la banda. Fuente [1]

Los tensores manuales tienen las ventajas de tamaño reducido y el costo bajo; sin embargo, debido a que con este tipo el tensor de la faja es para un periodo, las tensiones de faja resultantes casi siempre son demasiado altas o demasiado bajas. Por consiguiente, sólo se recomiendan los tensores manuales en el caso de transportadores de faja relativamente cortos y de servicio ligero, donde las consideraciones del tensor no son tan críticas [1].

El tensor manual más comúnmente usado es el de tornillo, ilustrado en la Figura 16. Otros tipos comunes incluyen tensores ratchet y de plataforma. Los tensores del tornillo están generalmente disponibles en 12, 18, 24, 30, y 36 pulgadas de recorrido del tensor.

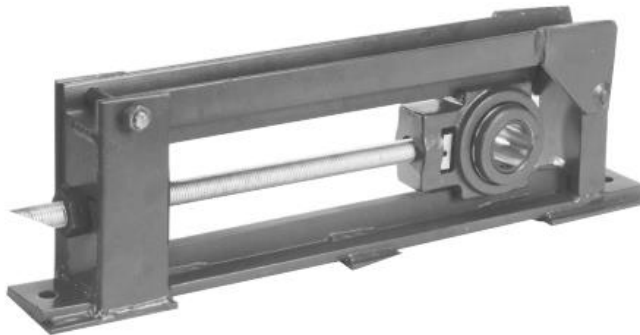


Figura 16. Ensamble tensor de tornillo manualmente ajustado, fuente [1].

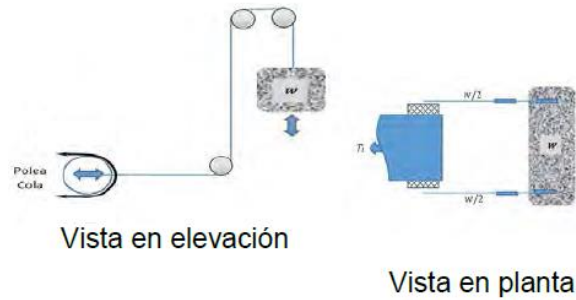


Figura 17. Tensor Automático en la cola, fuente [1].

3.2. Análisis de cargas

3.2.1. Cargas sísmicas.

Para efectos del diseño sísmico de la estructura, ésta debe localizarse dentro de una de las zonas de amenaza sísmica, baja, intermedia o alta, y además deben utilizarse los movimientos sísmicos de diseño definidos en la NSR10 [9], ver Tabla 15 y Tabla 16.

Tabla 15. Parámetros $E_x - E_y$, fuente [9].

PARAMETROS		Ref. NSR-10
Localización: Ciudad donde se pretende hacer el análisis		Tabla A.2.3-1
Coeficiente aceleración horizontal pico efectiva	A_a	Tabla A.2.3-2
Coeficiente velocidad horizontal pico efectiva	A_v	Tabla A.2.3-2
Factor de importancia	I	Tabla A.2.5-1
Factor de amplificación	F_a	Tabla A.2.4-3
Factor de amplificación	F_v	Tabla A.2.4-3

Tabla 16. Periodo fundamental aproximado de la estructura, fuente [9].

$T_a = C_t h^\alpha$	periodo fundamental
$C_t =$	pórticos de acero
$\alpha =$	pórticos de acero
$h =$	altura del pórtico

SISTEMA ESTRUCTURAL [9]

Sistema de capacidad de energía mínima (DMI)

R_o Tabla A.9.6-1

Irregularidad en planta (ϕ_p) Tabla A.3-6

Irregularidad en Altura (ϕ_a) Tabla A.3-7

Estructuras soldadas (ϕ_s) (Tabla A.3-3 Ver nota 1)

Coeficiente de Capacidad de Disipación de Energía de Diseño

$R' = \phi_p * \phi_a * \phi_s * R_o$ (A.3.3.3)

3.2.2. Combinaciones de cargas.

En el título B del código NSR-10 (B.2.4.2), para el diseño de las estructuras se debe hacer de tal forma que sus resistencias de diseño igualen o excedan los efectos producidos por las cargas en las siguientes combinaciones [9]:

$$1,4 * (D + F) \quad (B.2.4-1)$$

$$1,2 * (D + F + T) + 1,6 * (L + H) + 0,5 * (L_r \text{ ó } G \text{ ó } L_e) \quad (B.2.4-2)$$

$$1,2D + 1,6 * (L_r \text{ ó } G \text{ ó } L_e) + (L \text{ ó } 0,8W) \quad (B.2.4-3)$$

$$1,2D + 1,6W + 1,0L + 0,5 * (L_r \text{ ó } G \text{ ó } L_e) \quad (B.2.4-4)$$

$$1,2D + 1,0E + 1,0L \quad (B.2.4-5)$$

$$0,9D + 1,6W + 1,6H \quad (B.2.4-6)$$

$$0,9D + 1,0E + 1,6H \quad (B.2.4-7)$$

Donde:

D:	Carga muerta	Lr:	Carga viva de techo
H:	Carga por empuje lateral del suelo	T:	Carga de temperatura
E:	Carga sísmica	W:	Carga de viento
L:	Carga viva	F:	Carga de temperatura
Le:	Carga de empozamiento de agua	G:	Carga de granizo

3.2.3. Miembros Solicitados por fuerzas combinadas y por torsión.

Según la norma Colombiana de diseño NSR-10, se presentan las ecuaciones de iteración de acuerdo a la sección F.2.8 [9]:

(a) Para $\frac{P_u}{\phi P_n} \geq 0,2$

$$\frac{P_u}{\phi P_n} + \frac{8}{9} \left(\frac{M_{ux}}{\phi_b M_{nx}} + \frac{M_{uy}}{\phi_b M_{ny}} \right) \leq 1,0 \quad (F.2.8.1-1a)$$

(b) Para $\frac{P_u}{\phi P_n} < 0,2$

$$\frac{P_u}{2\phi P_n} + \left(\frac{M_{ux}}{\phi_b M_{nx}} + \frac{M_{uy}}{\phi_b M_{ny}} \right) \leq 1,0 \quad (F.2.8.1-1b)$$

Donde:

P_u = Resistencia requerida a compresión, N

$\phi P_n = \phi_c P_n$ Resistencia de diseño de compresión, determinada de acuerdo con el numeral F.2.5, N

M_u = Resistencia requerida a flexión, Nmm

$\phi_b M_n$ = Resistencia de diseño a la flexión determinada de acuerdo con el numeral F.2.6, Nmm

x = Subíndice relativo a flexión alrededor del eje mayor

y = Subíndice relativo a flexión alrededor del eje menor

ϕ_c = Coeficiente de reducción de resistencia para compresión = 0,90

ϕ_b = Coeficiente de reducción de resistencia para flexión = 0,90

3.3. Sistema Hidráulico

Los sistemas hidráulicos tienen los siguientes componentes de funcionamiento básicos. Utilizan una fuente de energía, tanques, bombas, válvulas de control direccional y actuadores para mover y controlar el fluido y así realizar el trabajo [10].

Los actuadores son los componentes hidráulicos que realmente llevan a cabo el trabajo físico en el sistema. Son los componentes que convierten la potencia en forma de flujo en potencia mecánica. Los cilindros y motores hidráulicos son los actuadores del sistema [10]. El área de la base de un cilindro será necesaria para el cálculo presiones, así que se denota el área del círculo en la siguiente ecuación.

$$A = \pi r^2 \quad (38)$$

Los cilindros se componen principalmente con un pistón y un embolo o vástago (además de otras partes como las horquillas, cuerpo, puertos, sellos, etc...), el área del pistón es la que recibe el fluido que dará a su extensión y el área del pistón menos el área del vástago realizara su retracción [10], en las ecuaciones (39) y (40) se muestra lo anteriormente dicho.

$$\text{Area Extensión} = \text{Area del piston} \quad (39)$$

$$\text{Area Retracción} = (\text{Area del piston} - \text{Area del vastago}) \quad (40)$$

Todas las aplicaciones hidráulicas están basadas en los requisitos de flujo y de presión. La presión, expresada en libras por pulgada cuadrada (pounds per square inch, psi), determina la cantidad de fuerza ejercida. La presión se produce cuando el flujo encuentra resistencia [10].

$$P = \frac{F}{A} \quad (41)$$

El flujo o caudal volumétrico, expresado en galones por minuto (gpm), determina la velocidad a la cual un cilindro hidráulico se extiende o un motor hidráulico gira. El flujo es producido por la bomba [10].

$$Q = \frac{V}{t} \quad (42)$$

La velocidad con la que el cilindro se extiende será igual a su recorrido dividido por el tiempo de salida, ver ecuación (43):

$$V = \frac{L}{t} \quad (43)$$

3.4. Sistema de traslación.

Para el cálculo de capacidad de carga requerida para cada llanta, se usara la ecuación (44) [11]:

$$C = \frac{(P + M) * S}{N} \quad (44)$$

Donde:

P: Peso propio del equipo.

M: Carga máxima.

N: Número de ruedas.

S: Factor de seguridad igual al 1,33 (Recomendado por el fabricante) [11].

CAPITULO II

4. PROCEDIMIENTO DE DISEÑO.

El fluxograma de la Figura 18 pretende hacer una descripción de las etapas generales del diseño y del orden en que se desarrolló el proyecto, este esquema se usó en el diseño de la banda transportadora para sacos de 50kg. En el se describe las entradas a cada una de las actividades que definen el proceso de diseño y los indicadores de cumplimiento de cada uno de los objetivos definidos mediante la integración de los resultados de las actividades de diseño.

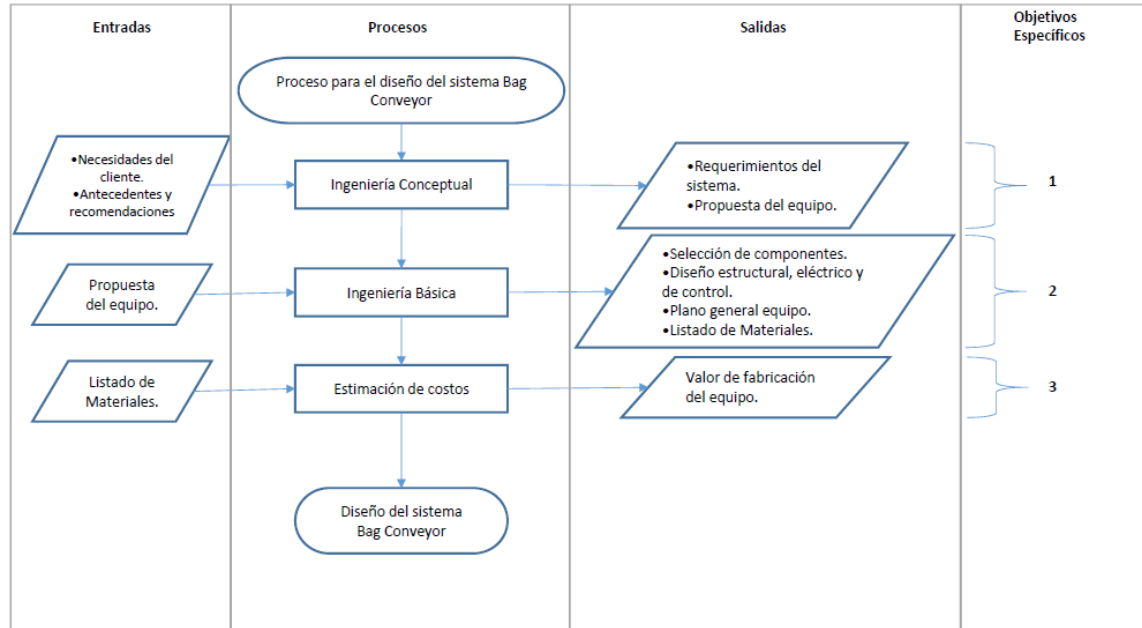


Figura 18. Fluxograma del desarrollo del proyecto, fuente Autor.

4.1. Ingeniería conceptual.

En esta etapa se obtuvieron los requerimientos funcionales del sistema, con base en las necesidades del cliente y de la información del proceso para carga y descarga de materiales, a partir de una representación del sistema se propusieron tres alternativas para la solución. Después, mediante una matriz de decisión se evaluaron las distintas propuestas basadas en aspectos de costos, diseño, logística y medio ambiente, eligiendo la mejor opción para el cliente.

4.2. Ingeniería básica.

En esta etapa se obtuvieron los parámetros que determinaron el diseño del equipo, es decir; dimensiones, ancho de banda según el tamaño del material a transportar, velocidad de operación, potencia del sistema, diseño de las poleas, etc. Además, se realizó una consulta bibliográfica, donde se abarcaron varias fuentes referentes al transporte de materiales. Un compendio de esta información se presentó en el marco teórico de este documento.

Se elaboró un diagrama de hilos en AUTOCAD 3D, teniendo en cuenta las medidas que se determinaron, adicionalmente con el uso de SAP2000 (software para análisis estructural), se propusieron los materiales, perfiles, las restricciones y las cargas, generando así un modelo de elementos finitos (MEF), esto permitió reconocer los esfuerzos críticos en la estructura. Después, se validaron, de acuerdo a los resultados del programa, los perfiles recomendados. Finalmente, se hizo un plano en 2D del equipo con medidas generales.

Adicionalmente, se proyectó el sistema eléctrico y de control del equipo, como lo son todos los sensores, componentes electrónicos y demás involucrados para el buen desarrollo y funcionamiento del transportador.

4.3. Estimación de costos.

Finalmente, se realizó una estimación de costos de la propuesta (involucrando los materiales, componentes, manufactura, diseño e ingeniería), considerando los aspectos técnicos, legales y administrativos.

CAPITULO III

5. INGENIERÍA CONCEPTUAL.

Los sistemas *Bag Conveyor* para carga y descarga de camiones generalmente se encuentran en los muelles de envío o recepción del almacén y se usan para reducir el trabajo y el tiempo necesarios para cargar o descargar camiones, esto reduce la cantidad de veces que una carga se debe manejar manualmente.

5.1. Antecedentes, Necesidades del cliente y Condiciones

A continuación, se presenta una síntesis de la revisión de la literatura relacionada con soluciones planteadas.

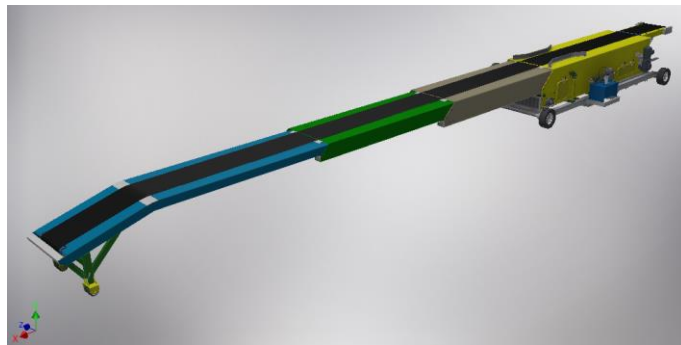


Figura 19. Transportador para manejo de Sacos, fuente [3].

Los transportadores de sacos cuentan con un sistema reversible (cambio de giro del sentido de la banda), es posible cargar y descargar camiones, ver Figura 19. Su capacidad máxima es de 20 sacos/min (esta capacidad de carga es la recomendada, ya que cuenta con el tiempo necesario que un operario usa para alimentarla), cuenta con un sistema extensible que puede ajustar la distancia de entrega de la banda (longitud de 8m a 13m), eliminando el recorrido que deben realizar los cargueros en el manejo de los sacos.

Zona de movimiento de sacos:

La Figura 20 presenta el equipo dotado de una cola de recibo de sacos, de hasta 50 kg, sobre la cual los cargueros deben depositar de forma cuidadosa uno a uno los sacos destinados a ser cargados.

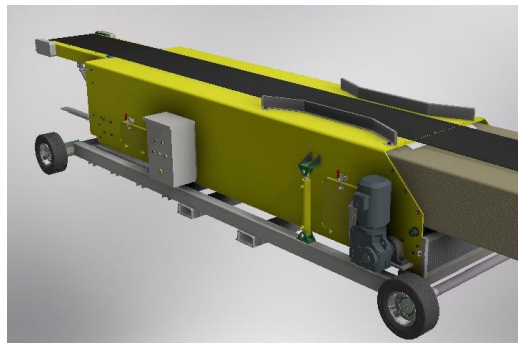


Figura 20. Zona para cargue de Sacos, fuente [3].

Transporte e Izaje:

Para el proceso de transporte e izaje se dispone de un transportador de banda telescópica que debe estar retraída y sólo se podrá mover con un montacargas de mínimo 10 toneladas de capacidad, ver Figura 21. En este tipo de transportador se debe tener precaución de que el montacargas no se estrelle con el tablero eléctrico que se encuentra en uno de los laterales del módulo principal.



Figura 21. Transportador Telescópico Retraído, fuente [3].

Movimientos del Telescópico:

Los movimientos en la banda telescópica sólo se deben realizar cuando ésta se encuentre SIN CARGA. Además, se debe garantizar que la banda se encuentre apoyada en una superficie plana y firme.

Por otra parte, la necesidad del cliente se expone en el escenario de los procesos de cargue y descargue en el camión que se describen a continuación.

Proceso en la descarga de sacos en el camión

El proceso de recibo de sacos, inicia cuando un camión ingresa a la bodega de almacenamiento, para ser descargado, ver Figura 22. Una vez se abren las compuertas del contenedor (o tráiler según sea el caso), los operadores encargados del descargue deben realizar los siguientes pasos.

- Colocar la banda extensible en su posición retraída.
- Mover el camión acercándose al muro que sirve de muelle, tratando que la banda quede centrada entre los lados del camión.
- Acercar el camión hasta el borde del muelle lo suficiente para poder dejar la mínima separación posible entre la superficie de la plataforma y el muelle.
- Abrir las compuertas de la carrocería del camión o las compuertas del contenedor.
- La banda se encontrará en un punto por detrás del camión, por lo que debe acercarse (sin extender la banda) hacia el material a descargar.

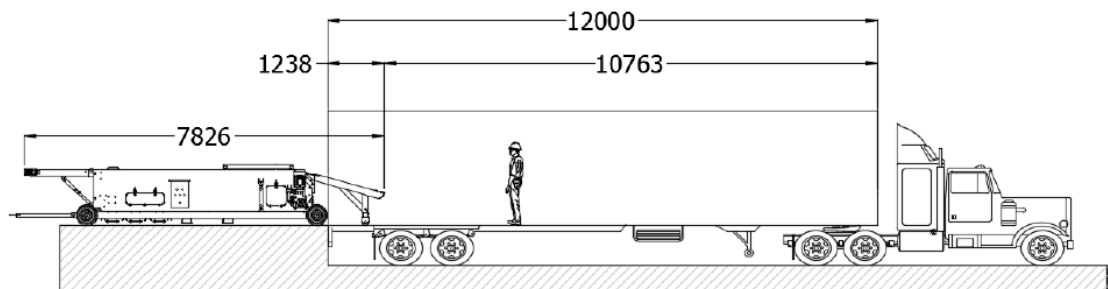


Figura 22. Posición Retraída, descarga del Camión, fuente [3].

- f) Accionar los cilindros hidráulicos mediante los botones de la caja eléctrica o de la botonera delantera, hasta lograr una posición correcta de descarga de la mercancía. Teniendo en cuenta que las ruedas del módulo delantero estén solamente en contacto con la superficie, es decir sin una transmisión de carga sobre la superficie.
- g) Encender la banda e iniciar el descargue. A medida que se va retirando la mercancía del camión se debe extender la banda.
- h) Cuando el camión esté descargado, apague la banda, retráigala, baje la inclinación del módulo principal hasta su punto de descanso y retire hacia atrás.

Proceso en la carga de sacos en el camión

Este proceso inicia cuando un camión ingresa a la bodega de almacenamiento, para ser cargado, ver Figura 23. Las personas encargadas de la carga deben realizar los siguientes pasos:

- a) Mover la banda hacia adelante y elevarla según se necesite, para esto se pueden usar los botones de mando de la caja eléctrica principal o de la caja delantera. Extender la banda.

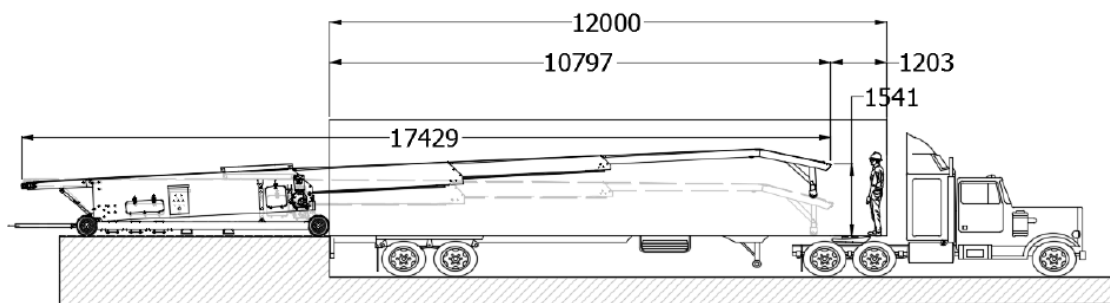


Figura 23. Posición Extendida/elevada, cargue de Sacos a Camión, fuente [3].

- b) Ajustar el ángulo de inclinación de la banda y luego extenderla. Si no se alcanza la posición deseada se debe retraer el telescópico y realizar nuevamente el proceso anterior, hasta lograr que la posición de entrega de sacos este a la altura del hombro del personal que los recibe. **Evite cambiar la altura de entrega de sacos del telescópico cuando este con carga.**
- c) En el proceso de carga de mercancía no es necesario que las ruedas del módulo principal se encuentren apoyadas en la superficie.
- d) Encender la banda principal mediante los botones de la caja eléctrica.
- e) Alimentar la banda con sacos, tratando de ubicarlos con separaciones regulares de mínimo 50 cm entre ellos sobre la banda.
- f) A medida que se cargue el camión, retraer la banda la distancia necesaria.

Cuando el camión esté cargado, apagar la banda, retraerla, bajar la inclinación del módulo principal hasta su punto de descanso y retirar.

Condiciones y restricciones de Operación

- a) Para trasladar el equipo, se debe verificar que éste se encuentre desconectado eléctricamente y que la banda y los actuadores hidráulicos estén retraídos.
- b) Los traslados del equipo sólo se pueden realizar con un montacargas de mínimo 10 toneladas de capacidad.
- c) Cuando el equipo se encuentre en el proceso de cargue de sacos, las ruedas del módulo delantero deben estar en contacto con el suelo, pero no completamente apoyadas.

- d) Cuando el equipo se encuentre en el proceso de despacho de sacos, no es necesario que las ruedas del módulo delantero estén en contacto con el suelo.
- e) Para realizar cualquier intervención de mantenimiento, se debe desconectar el equipo de la red eléctrica y mantener en posición horizontal.
- f) Para elevar el equipo, el chasis bastidor se apoya sobre el suelo, por lo que debe realizarse sobre una superficie plana y firme.
- g) Los contrapesos ubicados en el chasis bastidor se requieren para evitar el volcamiento del equipo. Por ningún motivo deben ser removidos.

5.2. Normas.

Para el desarrollo del sistema *Bag Conveyor* se puede consultar los siguientes estándares para equipos CEMA:

- CEMA 102 *Conveyor Terms and Definitions*.
- CEMA 401 *Roller Conveyors-Non-Powered*.
- CEMA 402 *Belt Conveyors*.

5.3. Requerimientos del cliente.

Basada en la información descrita anteriormente, a continuación se presenta un sumario de los requisitos del cliente.

Tabla 17. *Requisitos del cliente., fuente Autor*

Descripción	Requisito
Material a manejar	Producto Empacado (Azucar)
Peso del material	Sacos de 50 Kg
Temperatura	Ambiente 25°C- 30°C
Capacidad de operación	50 TPH.
Operación	Equipo reversible, cargar y descargar sacos camión.
Longitud	Para camiones de longitud 12m en el planchón.
Inclinación	La recomendada para operar dentro del camión.
Traslado del sistema	El traslado del equipo se realizara con montacargas.
Altura de trabajo	Desde el nivel de las ruedas del Camión hasta su planchón.

Con esta información se inició el desarrollo del equipo, además, fue necesario obtener otros datos importantes para el desarrollo del proyecto, como lo son el tamaño del producto empacado, la altura mínima y máxima del camión, las dimensiones donde estarán ubicados los productos transportados. Estos datos se muestran en la Tabla 18, Figura 24 y Figura 25. Respectivamente.

Tabla 18. *Características del producto empacado, fuente Autor*

Presentación Saco	
Largo	770mm
Ancho	490mm
Altura	150mm
Peso	50Kg

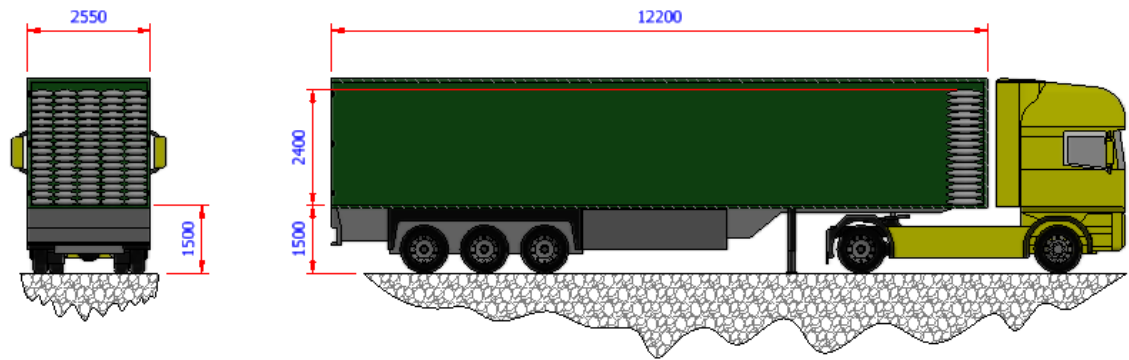


Figura 24. Altura mínima y máxima en mm del producto transportado, fuente Autor.

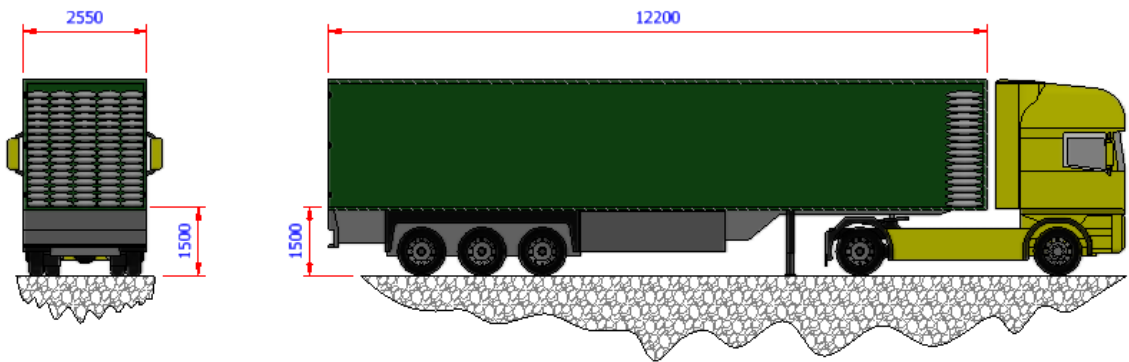


Figura 25. Medidas en mm del planchón del camión, fuente Autor

5.4. Representación del sistema.

La manera en que las partes que constituyen un sistema se organizan e interactúan entre si se conoce como arquitectura, una forma de representarla es mediante un diagrama IDEF0. Éste es un método diseñado para modelar decisiones, acciones y actividades. Su lenguaje gráfico se presenta de una manera organizada y sistemática para facilitar la comprensión y el análisis. Adicionalmente, permite especificar requisitos, apoyar el diseño de subniveles del sistema y de actividades de integración [12]. Esta herramienta de modelado sirvió de base para representar la arquitectura del sistema de la banda transportadora mediante módulos funcionales, ver Figura 26.

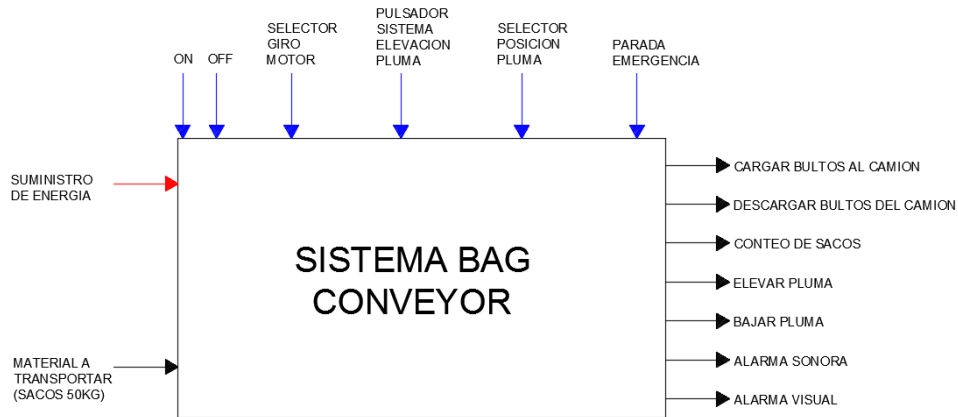


Figura 26. Representación Global Sistema Bag Conveyor, fuente Autor.

En la Figura 26, se representa el sistema *Bag Conveyor*, en el lado izquierdo las entradas necesarias para el sistema, en este caso son:

- Suministro de energía.
- Material a transportar (sacos de 50Kg).

Del lado derecho se encuentran las salidas del sistema, las cuales son:

- Cargar bultos al camión.
- Descarga bultos del camión.
- Conteo de sacos o bultos.
- Elevar pluma.
- Bajar pluma.
- Bocina.
- Baliza indicadora.

En la parte superior se encuentran las condiciones de control que configuran al sistema para producir las salidas descritas. En este caso, estas condiciones son:

- Botón ON (encender sistema).
- Botón OFF (apagar sistema).
- Selector giro Motor (sea para cargar o descargas sacos).
- Pulsador para encender sistema de elevación pluma.
- Selector posición de la Pluma.
- Parada de emergencia.

5.5. Propuestas de diseño.

Con el interés de plantear una solución a los requisitos enunciados anteriormente se realizó una lluvia de ideas agrupadas en tres alternativas de diseño para el sistema *Bag Conveyor*:

- **Propuesta 1:** Transportador de banda con un sistema de elevación por tornillo sinfín, ver Figura 27.

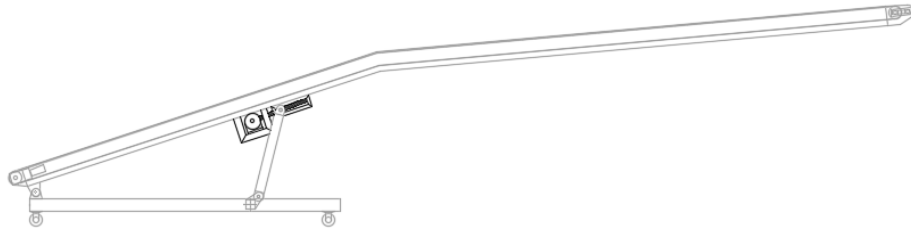


Figura 27. Transportador con sistema elevación por tornillo sinfín, fuente Autor.

- **Propuesta 2:** Transportador de banda con un sistema de elevación por Winche, ver Figura 28.

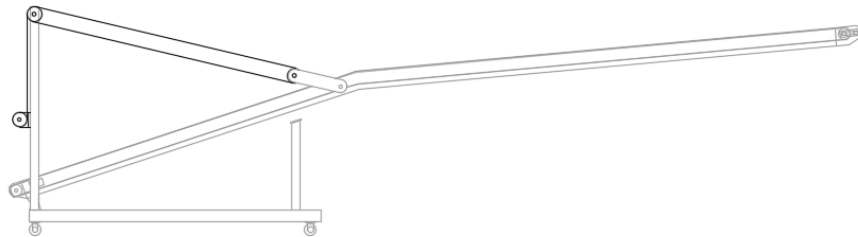


Figura 28. Transportador con sistema elevación por Winche, fuente Autor.

- **Propuesta 3:** Transportador de banda con un sistema de elevación por unidad hidráulica, ver Figura 29.

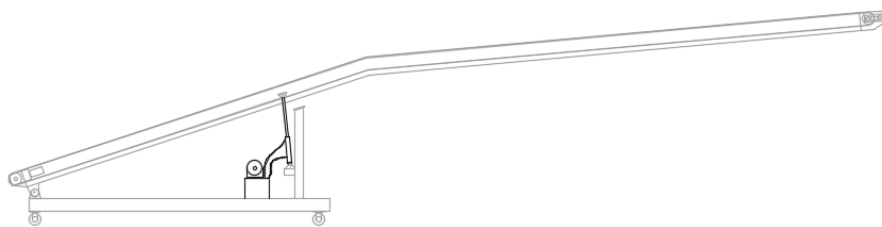


Figura 29. Transportador con sistema elevación por unidad hidráulica, fuente Autor.

5.6. Selección de la propuesta.

Para el cargue o descargue de camiones se requiere que la pluma del equipo maneje dos posiciones, de forma que faciliten al operario, que está dentro del camión, a recibir o descargar el saco, dependiendo de donde se encuentre la carga (si el bulto se encuentra o va estar por encima del hombro del operario el ángulo de inclinación es de 4° , pero si el bulto está o estará por debajo de la cintura del operario la inclinación es de 0° , ver Figura 30). Con base en esto es necesario el uso de

un sistema capaz de soportar el peso de la pluma cargado con los sacos a transportar, que sea seguro, económico y rentable.

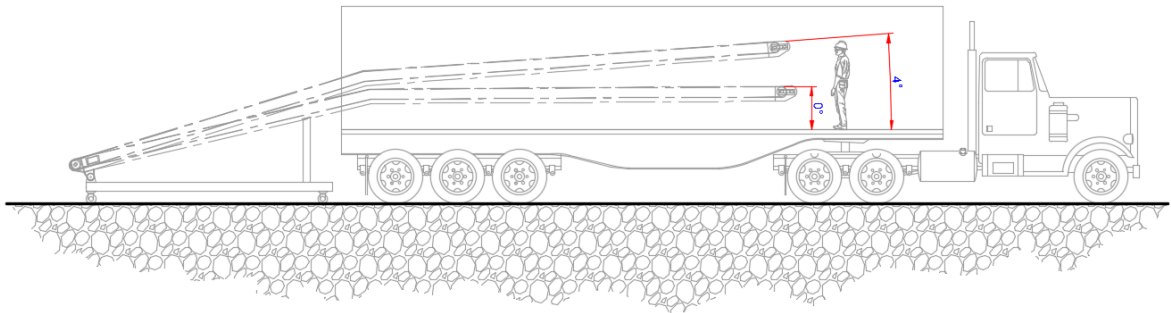


Figura 30. Ángulo máximo y mínimo dentro del camión, fuente Autor.

Primero se identificaron las necesidades que rigen el problema, describiéndolas como funciones que debe cumplir el sistema seleccionado. Identificando dos tipos de requisitos; requisitos formales (de ingeniería) y requisitos informales (de objetivo) [13]. Los primeros describen los requerimientos funcionales para el sistema, los últimos son los requerimientos sugeridos por el cliente y sus beneficiarios, ver Tabla 19.

Tabla 19. Necesidades del cliente, fuente Autor.

Necesidades de ingeniería	Necesidades del objetivo
• Que pueda soportar el peso de los sacos y de la pluma. • Que presente estabilidad. • Que sea cómodo de operar. • Que tenga bajos costos de inversión.	• Que cumpla con la demanda del mercado colombiano • Que sea fácil de instalar. • Que sus componentes sean fáciles de fabricar. • Que los costos de ensamblaje sean bajos. • Que sus repuestos sean económicos y asequibles. • Que no genere consecuencias negativas para el ambiente. • Que genere bajo niveles de ruido. • Que tenga una manipulación segura. • Que el mantenimiento del equipo sea fácil y económico. • Que su operación sea sencilla y económica.

Cada requerimiento identificado en la Tabla 19, se convierte en objetivos otorgados al sistema. De la misma manera, las restricciones a las cuales estará sometido y las funciones a desempeñar. Estos tres ítems se identifican como los atributos del sistema, ver Tabla 20.

Tabla 20. Identificación de atributos, fuente Autor.

OBJETIVOS	RESTRICCIONES
• Que sea fácil de instalar. • Que sus componentes sean fáciles de fabricar. • Que los costos de ensamblaje sean bajos. • Que sus repuestos sean económicos y asequibles. • Que no genere consecuencias negativas para el ambiente. • Que genere bajo niveles de ruido. • Que tenga una manipulación segura. • Que el mantenimiento del equipo sea fácil y económico. • Que su operación sea sencilla y económica. • Que pueda soportar el peso de los sacos y de la pluma. • Que presente estabilidad. • Que tenga bajos costos de inversión. • Que sea cómodo de operar.	FUNCIONES
	• Que cumpla con la demanda del mercado colombiano. • Soporte los sacos • Levantar y bajar pluma con facilidad. • Montar y descargar sacos.

Estos objetivos enunciados cumplen las necesidades previstas y visualizan el funcionamiento general del sistema. Se identificó de esta manera los objetivos de costos, diseño, logística y medio ambiente. Esto se hace para asignar un grado de jerarquía a cada uno de los términos mencionados, con la finalidad de orientar las actividades durante el proceso de diseño conceptual.

Tabla 21. Lista de objetivos, fuente Autor.

COSTOS	DISEÑO	LOGÍSTICA	MEDIO AMBIENTE
1,1 Que tenga bajos costos de inversión.	2,1 Que pueda soportar el peso de los sacos y de la pluma.	3,1 Que sus repuestos sean asequibles.	4,1 Que no genere consecuencias negativas para el ambiente.
1,2 Que el mantenimiento del equipo sea fácil y económico.	2,2 Levantar y bajar pluma con facilidad.	3,2 Que sea fácil de instalar.	4,2 Que genere bajo niveles de ruido.
1,3 Que sus repuestos sean económicos.	2,3 Que presente estabilidad.		
1,4 Que los costos de ensamblaje sean bajos.	2,4 Que sus componentes sean fáciles de fabricar.		
	2,5 Que tenga una manipulación segura.		
	2,6 Que su operación sea sencilla y económica.		

Se presenta la relación de importancia que los objetivos mantienen entre sí, tomando como punto de comparación las filas frente a las columnas, ver Tabla 22.

Tabla 22. Objetivos de primer nivel, fuente Autor.

FACTORES A EVALUAR	1. COSTOS	2. DISEÑO	3. LOGISTICA	4. MEDIO AMBIENTE	TOTAL FILA	PESO
1. COSTOS	3,00	4,00	4,00	4,00	15,00	0,42
2. DISEÑO	0,25	3,00	3,00	4,00	10,25	0,29
3. LOGÍSTICA	0,25	0,33	3,00	3,00	6,58	0,18
4. MEDIO AMBIENTE	0,25	0,25	0,33	3,00	3,83	0,11
TOTAL					35,67	1,00
NOTA: los valores de las calificaciones son los siguientes: 1-Mucho Menos Importante, 3- Igual De Importante, 5-Más Importante.						

A continuación se muestra la comparación entre los grados de importancia para los objetivos de segundo nivel, ver Tabla 23 a Tabla 26.

Tabla 23. Objetivos segundo nivel Costos, fuente Autor

1. COSTOS						0,42	
CRITERIOS	1,1	1,2	1,3	1,4	TOTAL FILA	PESO RELATIVO	PESO ABSOLUTO
1,1	3,00	3,00	2,00	5,00	13,00	0,35	0,149
1,2	0,33	3,00	5,00	4,00	12,33	0,34	0,141
1,3	0,50	0,20	3,00	4,00	7,70	0,21	0,088
1,4	0,20	0,25	0,25	3,00	3,70	0,10	0,042
TOTAL					36,73	1,00	0,42

Tabla 24. Objetivos segundo nivel Diseño, fuente Autor

2. DISEÑO								0,29	
CRITERIOS	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	TOTAL FILA	PESO RELATIVO	PESO ABSOLUTO
2,1	3,00	3,00	3,00	4,00	3,00	4,00	20,00	0,27	0,078
2,2	0,33	3,00	3,00	4,00	4,00	4,00	18,33	0,25	0,072
2,3	0,33	0,33	3,00	4,00	4,00	3,00	14,67	0,20	0,057
2,4	0,25	0,25	0,25	3,00	3,00	2,00	8,75	0,12	0,034
2,5	0,33	0,25	0,25	0,33	3,00	3,00	7,17	0,10	0,028
2,6	0,25	0,25	0,33	0,50	0,33	3,00	4,67	0,06	0,018
TOTAL							73,58	1,00	0,29

Tabla 25. Objetivos segundo nivel Logística, fuente Autor

3. LOGÍSTICA				0,18	
CRITERIOS	3,1	3,2	TOTAL FILA	PESO RELATIVO	PESO ABSOLUTO
3,1	3,00	4,00	7,00	0,68	0,126
3,2	0,25	3,00	3,25	0,32	0,059
TOTAL			10,25	1,00	0,18

Tabla 26. Objetivos segundo nivel Medio Ambiente, fuente Autor

4. MEDIO AMBIENTE				0,11	
CRITERIOS	4,1	4,2	TOTAL FILA	PESO RELATIVO	PESO ABSOLUTO
4,1	3,00	5,00	8,00	0,71	0,077
4,2	0,20	3,00	3,20	0,29	0,031
TOTAL			11,20	1,00	0,11

A continuación, en la Tabla 27, se presenta un listado detallado de las necesidades con su grado de importancia.

Tabla 27. Lista de necesidades, fuente Autor.

NUMERO NECESIDAD	NECESIDAD	GRADO IMP.
1,1	Que tenga bajos costos de inversión.	14,9%
1,2	Que el mantenimiento del equipo sea fácil y económico.	14,1%
1,3	Que sus repuestos sean económicos	8,8%
1,4	Que los costos de ensamblaje sean bajos.	4,2%
2,1	Que pueda soportar el peso de los sacos y de la pluma.	7,8%
2,2	Levantar, bajar y transportar	7,2%
2,3	Que presente estabilidad.	5,7%
2,4	Que sus componentes sean fáciles de fabricar.	3,4%
2,5	Que tenga una manipulación segura.	2,8%
2,6	Que su operación sea sencilla y económica.	1,8%
3,1	Que sus repuestos sean asequibles.	12,6%
3,2	Que sea fácil de instalar.	5,9%
4,1	Que no genere consecuencias negativas para el ambiente.	7,7%
4,2	Que genere bajo niveles de ruido.	3,1%

Para la selección de solución, según las alternativas propuestas para el sistema; de los cuales será seleccionado el que cumpla las funciones con el mayor grado, se representa la siguiente matriz de decisión, ver Tabla 28, donde la apreciación numérica será dada de la siguiente manera; 1-Muy malo, 2-Malo, 3- Regular, 4-Bueno, 5-Muy bueno.

Tabla 28. Matriz de decisión valoración de las propuestas de diseño, fuente Autor.

CRITERIOS DE EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS			PROPUESTA 1		PROPUESTA 2		PROPUESTA 3	
CATEGORIA DE	OBJETIVO DE DISEÑO	Ponderación	Apreciación	Ponderación	Apreciación	Ponderación	Apreciación	Ponderación
COSTOS	Que tenga bajos costos de inversión.	0,149	3	0,45	2	0,30	3	0,45
	Que el mantenimiento del equipo sea fácil y económico.	0,141	3	0,42	2	0,28	4	0,56
	Que sus repuestos sean económicos.	0,088	2	0,18	3	0,26	2	0,18
	Que los costos de ensamble sean bajos.	0,042	3	0,13	2	0,08	3	0,13
DISEÑO	Que pueda soportar el peso de los sacos y de la pluma.	0,078	4	0,31	4	0,31	4	0,31
	Levantar y bajar pluma con facilidad.	0,072	3	0,21	3	0,21	4	0,29
	Que presente estabilidad.	0,057	4	0,23	2	0,11	4	0,23
	Que sus componentes sean fáciles de fabricar.	0,034	3	0,10	3	0,10	3	0,10
	Que tenga una manipulación segura.	0,028	4	0,11	2	0,06	4	0,11
	Que su operación sea sencilla y económica.	0,018	4	0,07	3	0,05	4	0,07
LOGÍSTICA	Que sus repuestos sean asequibles.	0,126	3	0,38	3	0,38	4	0,50
	Que sea fácil de instalar.	0,059	3	0,18	2	0,12	4	0,23
MEDIO AMBIENTE	Que no genere consecuencias negativas para el ambiente.	0,077	4	0,31	4	0,31	3	0,23
	Que genere bajo niveles de ruido.	0,031	3	0,09	3	0,09	3	0,09
TOTAL			3,17		2,68		3,49	

La evaluación de las propuestas arrojó como resultado que la solución más viable y adecuada es la número 3 “Transportador de banda con un sistema de elevación por unidad hidráulica”, ver Tabla 28, con una calificación de 3,49 comprendida entre un rango de 0 a 5, esta solución cumple de

manera correcta cada uno de los criterios planteados inicialmente (costos, diseño, logística y medio ambiente).

Basado en esta selección, la Figura 31 muestra un esquema IDF0 más detallado donde se ven los aspectos técnicos que conforman el sistema *bag conveyor*.

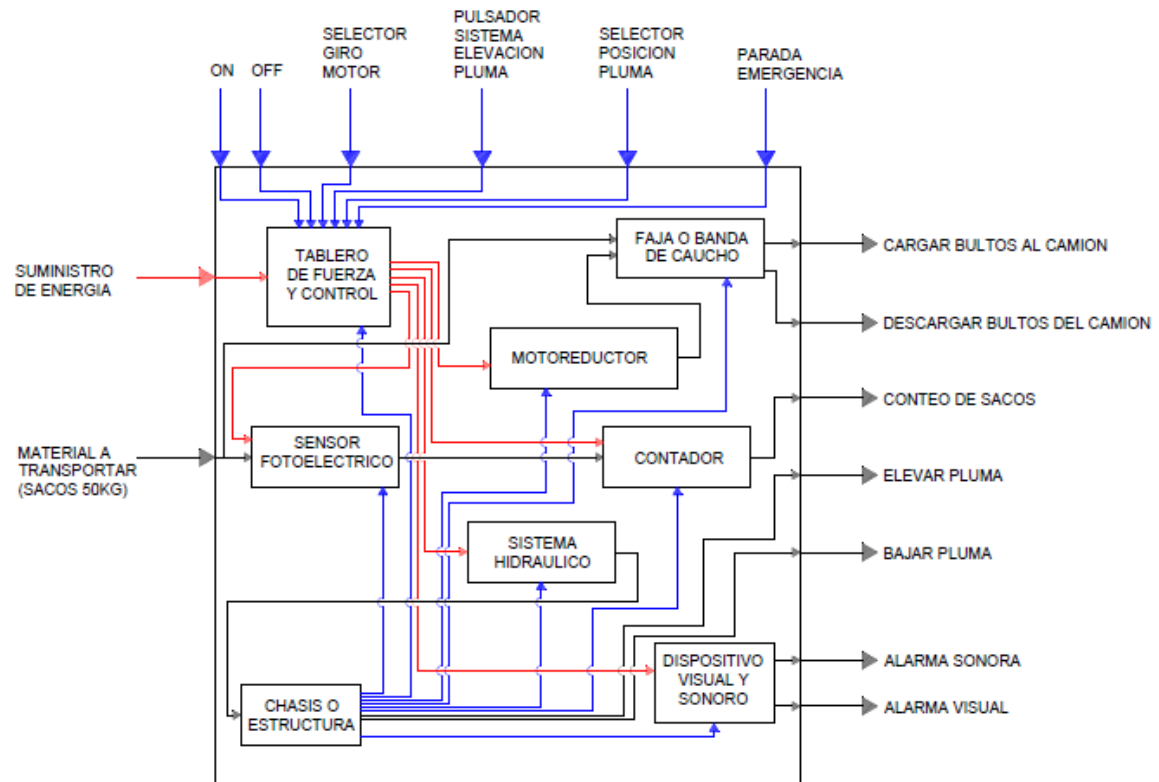


Figura 31. Representación detallada del sistema Bag Conveyor, fuente Autor.

El Sistema *Bag Conveyor* cuenta con un tablero de fuerza y control que es el encargado de suministrar el flujo de energía eléctrica a todos los módulos y de activar las funciones que se requieran, también consta de un motoreductor que acciona la banda de caucho para cargar o descargar los sacos, un sensor fotoeléctrico que le envía una señal al contador que lleva la cantidad de sacos que se transportan, un sistema hidráulico encargado de subir o bajar la pluma, un dispositivo visual y sonoro que indica cuando se está operando y una estructura que soporta todos los módulos representados. Como entradas se tienen el suministro de energía y el material a transportar (Bultos de 50kg), las variables de control ubicadas en la parte superior de la Figura 31, son las que me permiten configurar el sistema para realizar actividades, estas son: encendido y apagado, selección del giro del motor (cada sentido de giro permite cargar o descargar), pulsador del sistema de elevación, selector de posición de la pluma y parada de emergencia. Del lado derecho se presentan las salidas del sistema o actividades tales como: cargar bultos, descargar bultos, contar sacos, elevar o bajar la pluma, y la alarma sonora-visual.

CAPITULO IV

6. INGENIERÍA BÁSICA.

6.1. Selección del ancho de banda.

Para la selección del ancho de la banda se utiliza la ecuación (1), teniendo lo siguiente:

$$BW = 490mm + 76,2mm$$

$$BW = 566,2mm$$

El ancho BW da como resultado 566,2mm que es 22.3 pulgadas, como este ancho no es comercial, se escoge el valor por encima, es decir; un ancho de banda de 24".

6.2. Selección Capacidad del transportador de banda.

Considerando los datos de entrada de la Tabla 17 y teniendo en cuenta los antecedentes, se realizará el cálculo para una capacidad de 60 TPH (25% más de la solicitada), ese valor es igual a 20 sacos por minuto, rango máximo para la manipulación de carga de un operario.

6.3. Calculo Velocidad del Transportador.

Teniendo en cuenta el largo del saco en la Tabla 18, considerando un GAP de 33 pulgadas (medida estimada para que el sensor fotoeléctrico retroreflectivo envíe la señal a contador) y su capacidad de 20 sacos por minuto, se obtiene que usando la ecuación (4) la velocidad del transportador será:

$$FPM = \left(\frac{30" + 33"}{12"} \right) \times 20 \text{ Sacos por min}$$

$$FPM = 105$$

6.4. Selección Cuerpo o Cama del Transportador.

Teniendo en cuenta lo mencionado en la sección Cuerpo o Cama del transportador. Pág. 6, se tienen 3 propuestas o alternativas para el cuerpo o pluma del transportador de banda:

- **Propuesta 1**, Cama deslizante.
- **Propuesta 2**, Cama de rodillos.
- **Propuesta 3**, Cama mixta (rodillos y lámina deslizante).

A continuación, en la Tabla 29, se hace una matriz para comparar las 3 propuestas mencionadas, de los cuales será seleccionado el que cumpla las funciones con el mayor grado, se evalúan mediante 5 características principales.

Tabla 29. Matriz de decisión, selección cuerpo o cama, fuente Autor.

Rubros para evaluar	PROPUESTA 1	PROPUESTA 2	PROPUESTA 3
	Apreciación	Apreciación	Apreciación
Que la potencia requerida sea mínima	2	5	4
Que la banda no se desgaste demasiado	3	4	4
Que transporte los sacos fácilmente	3	4	4
Que el mantenimiento sea fácil y económico	2	3	4
Que los costos de ensamblaje sean bajos.	5	3	4
Total	15	19	20
Escala numérica 1: muy malo 2: malo 3: regular 4: bueno 5: muy bueno			

Se opta por usar la propuesta 3 “cama mixta” con un puntaje de 20, este valor por encima de las otras dos opciones y muy cercano al de la propuesta 2, es la recomendada para el planteamiento de este diseño. La propuesta 2 puede ser una alternativa que se pueda escoger, pero el problema con esta propuesta es que la cantidad de rodillos incrementa el costo de su mantenimiento, ocasionando así un inconveniente a futuro. Es por esta razón que la propuesta 3 es la mejor opción, esta alternativa se compone por un patrón de 3 rodillos espaciados 150mm y un tramo de lámina después de los 3 rodillos.

6.5. Selección de factores para la Tensión Efectiva.

6.5.1. Factores de fricción.

Para el desarrollo del equipo, se seleccionaron los siguientes factores de fricción según la Tabla 3 $F_s = 0,35$; $F_r = 0,05$; $F_t = 0,85$.

6.5.2. Longitud del Transportador.

Teniendo en cuenta las longitudes del camión presentadas en la Figura 25, se propone usar una longitud del transportador que tenga una distancia entre centros de 14.2m [46.7 pies] como se muestran en las Figura 32 y Figura 33.

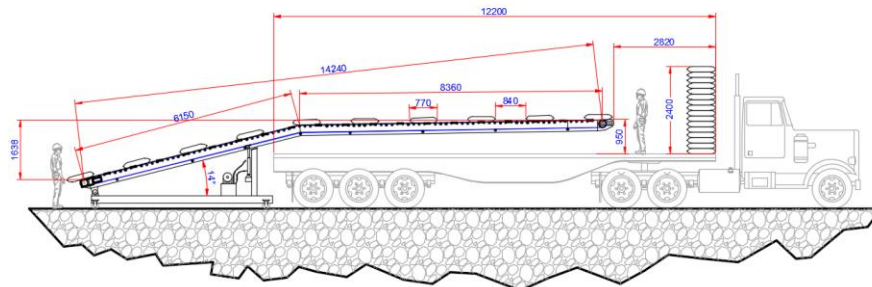


Figura 32. Propuesta transportador nivel más bajo, fuente Autor.

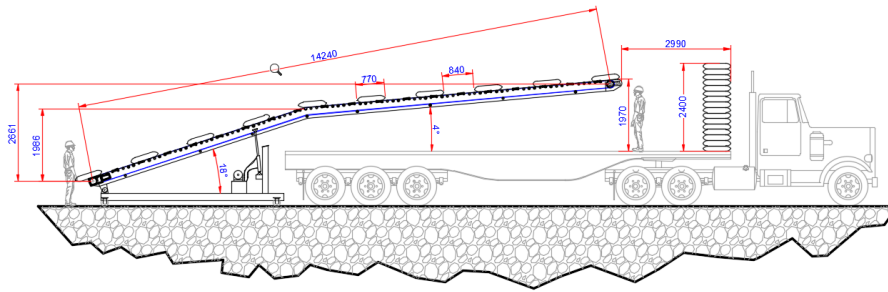


Figura 33. Propuesta transportador nivel más alto, fuente Autor

También se propone una distancia entre 2,8m y 3m al final del transportador para manipulación de los productos, tanto para apilar o despachar.

6.5.3. Calculo Peso del Material Transportado.

Según la Tabla 18, la longitud del saco es de 770mm y tomando el GAP usado en la sección Calculo Velocidad del Transportador. Pág. 39 un valor de 33", se obtiene que la cantidad de sacos que se encuentran sobre el transportador es de 10 unidades, se puede observar esta cantidad en la Figura 32 y Figura 33, (aunque suponiendo que un operario pueda cargar la banda sin dejar GAP, situación que afectaría el conteo de sacos y desgastaría al operador), entonces la banda estaría cargada con 19 sacos aproximadamente, es decir, que en una longitud de 14.2m se tiene un peso de 1000Kg cargados en la banda transportadora, utilizando la ecuación (5), se tiene que:

$$W_m = \frac{950 \text{ kg}}{14.2m}$$

Haciendo la conversión a libras por pie, da como resultado:

$$W_m = \frac{950 \text{ kg}}{14.2m} \times \frac{0,3048m}{1 \text{ Pie}} \times \frac{2,2 \text{ lb}}{1 \text{ Kg}}$$

$$W_m = 44.86 \text{ lb/pie}$$

6.5.4. Selección Peso de la Banda.

Para seleccionar el peso de la banda, se debe calcular primero la densidad del producto usando los datos de la Tabla 18 y la ecuación (2).

$$\text{Densidad Material transportado} = \frac{50 \text{ kg}}{(0,77m \times 0,49m \times 0,15m)}$$

$$\text{Densidad Material transportado} = 883,5 \text{ kg/m}^3$$

Haciendo la conversión a libras por pie cubico, queda lo siguiente:

$$\text{Densidad Material transportado} = \frac{883,5 \text{ kg}}{\text{m}^3} \times \frac{(0,3048\text{m})^3}{1 \text{ Pie}^3} \times \frac{2,2 \text{ lb}}{1 \text{ Kg}}$$

$$\text{Densidad Material transportado} = 55 \text{ lb/pie}^3$$

Con esta densidad calculada se selecciona el peso estimado de la banda usando la Tabla 1, dando como resultado lo siguiente:

$$W_b = 4.5 \text{ lb/pie}$$

6.5.5. Peso unitario del rodillo de carga sin el eje.

Peso del Rodillo de Carga sin el eje, se seleccionará el peso de la carcasa del rodillo teniendo en cuenta la longitud del saco, tomado de la Tabla 18, la cantidad de rodillos que deben soportar dicho producto se encontrara usando la ecuación (25), ver Figura 34.

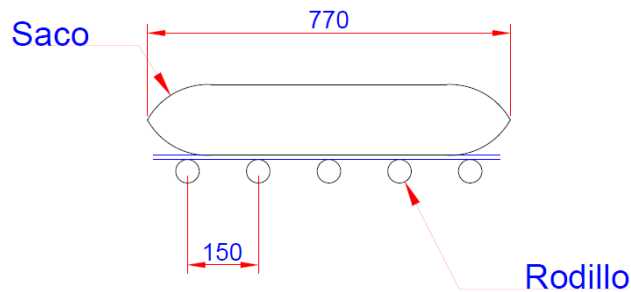


Figura 34. Numero de rodillos que soportan el saco, fuente Autor.

$$\text{Numero de Rodillos} = \frac{0,77\text{m}}{0,15\text{m}}$$

$$\text{Numero de Rodillos} = 5,13$$

Se procede a dividir el peso del saco (50kg) con la cantidad de rodillos bajo este, para calcular la carga que debe soportar cada rodillo. Para este caso se debe tener en cuenta lo visto en la Selección Cuerpo o Cama del Transportador. Pág. 40, donde se propone usar (3 rodillos espaciados 150mm y un tramo de lámina después de los 3 rodillos), ver Figura 35.

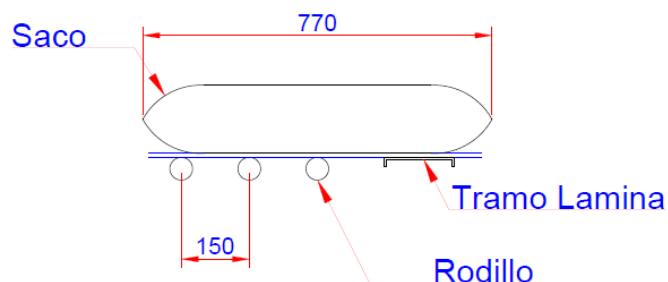


Figura 35. Saco soportado según diseño propuesto, fuente Autor.

Con esta última consideración el número de rodillos será el valor de 3und en vez de 5.13, usando la ecuación (26) se tiene lo siguiente:

$$Carga\ del\ Rodillo = \frac{50\ Kg}{3\ Rodillos}$$

$$Carga\ del\ Rodillo = 16.7\ Kg/Rodillo$$

Ahora tomando el ancho de banda considerado en la sección **Selección del ancho de banda**. Pág. 39, se puede estimar una longitud de rodillo igual a 27in = 686mm, ver Figura 36, esta carga calculada es la que estará sobre todo el rodillo, ver Figura 37.

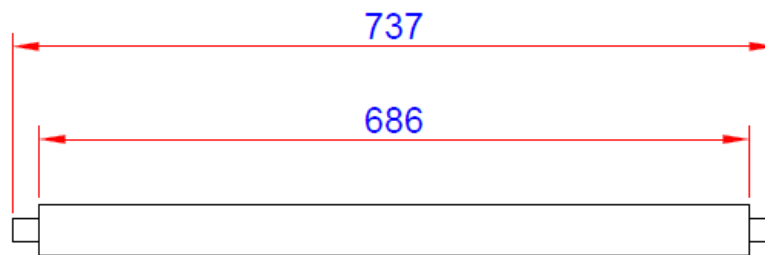


Figura 36. Longitud Rodillo, fuente Autor.

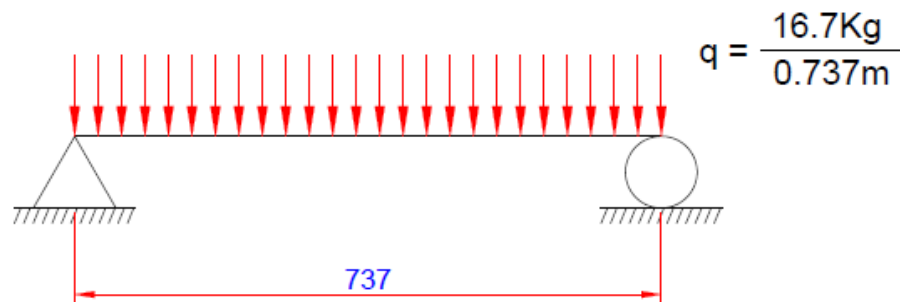


Figura 37. Carga sobre rodillo, fuente Autor.

Esta carga “q” se considera uniformemente distribuida y es de valor:

$$q = \frac{16.7\ Kg}{0.737m}$$

$$q = 22.65\ Kg/m$$

Con estos valores se procede a calcular el momento máximo de la viga representada en la Figura 37 con la ecuación (28).

$$M_{Max} = \frac{\left(22.65 \frac{Kg}{m}\right) (0.737m)^2}{8}$$

$$M_{Max} = 1.54 Kg.m = 15107,4 Nmm$$

Con este Momento Máximo se podrá calcular el Modulo de Sección S_x , usando la ecuación (29) y tomando un Esfuerzo a la fluencia de $\sigma_y = 246MPa$ para tubería ASTM A53 GrB (Tubería Schedule 40 con la que usualmente se fabrican los rodillos) se obtiene lo siguiente:

$$S_x = \frac{1.54 Kg.m}{25085019 \frac{Kg}{m^2}}$$

$$S_x = 6.14 \times 10^{-8} m^3 = 61.4 mm^3$$

Con este valor de Modulo de Sección S_x o Modulo de Resistencia, se selecciona un diámetro de tubería que esté por encima, ver la Figura 15, se ve que la tubería comercial de menor diámetro supera dicho Modulo de Sección S_x , es decir; que se podría usar un rodillo de diámetro Ø1/2" SCH 40, pero considerando que comercialmente el rodillo de menor diámetro es de Ø1-1/2" SCH 40 (Ø48.3mm), entonces se escoge este diámetro para el transportador que se está diseñando, ver medidas del rodillo en el ANEXO 4.

Ahora con la ecuación (30) se hallara el factor de seguridad a la fatiga N_f de la tubería escogida, pero primero se debe calcular el esfuerzo máximo σ_m con la ecuación (31) y el Factor de corrección del límite de fatiga S_f con la ecuación (20):

$$\sigma_m = \frac{15107.4 * 24.15}{129252.95} = 2.83 MPa = 409.4psi$$

$$S_f = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \cdot S_f^* = 15919.96psi$$

$$k_a = 0.8$$

$$k_b = 0.75$$

$$k_c = 0.897$$

$$k_d = 1.0$$

$$k_e = 1.0$$

$$k_f = 1.02$$

$$S_f^* = 29000psi$$

Con estos valores se prosigue con el cálculo del factor de seguridad a la fatiga:

$$N_f = \frac{15919.96 * 58000}{(409.4 * 58000) + (409.4 * 15919.96)} = 30,5$$

Con este factor de seguridad la tubería propuesta no fallara por fatiga. El número de ciclos correspondiente a esta tubería se calculara con las ecuaciones (32)(33) y (34):

$$N = \left(\frac{409.4}{93960}\right)^{\frac{1}{-0.085090835}} = 5,55 \times 10^{27} \text{ ciclos.}$$

Este valor supera los 10×10^6 ciclos que es el criterio para diseño de vida infinita en los aceros, es así como la tubería escogida soportara el servicio.

Teniendo en cuenta la longitud del rodillo de la Figura 36 y el peso por unidad de longitud de la Figura 15, el peso de la carcasa del rodillo da como resultado:

$$\begin{aligned} \text{Peso de la Carcasa del Rodillo} &= 4.05 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 0.686\text{m} \\ \text{Peso de la Carcasa del Rodillo} &= 2.78 \text{ Kg} \end{aligned}$$

El rodillo comercial viene con dos Rodamientos rígidos de bolas Ref. 6204, estos tienen un peso de 0.1Kg cada uno. Con estos datos se tiene lo siguiente:

$$\begin{aligned} R_t &= 2.78 \text{ Kg} + 0.1\text{Kg} \times 2 \\ R_t &= 2.98 \text{ Kg/Rodillo} = 6.56 \text{ lb/Rodillo} \end{aligned}$$

6.5.6. Peso unitario del rodillo de retorno sin el eje.

Para el peso del rodillo de retorno sin el eje. Se usara el mismo rodillo que se analizó en la sección anterior **Peso unitario del rodillo de carga sin el eje**. Entonces se tiene lo siguiente:

$$R_i = 6.56 \text{ lb/Rodillo}$$

6.5.7. Cantidad de rodillos de carga.

La cantidad de rodillos de carga por pie se calculara con la ecuación (27):

$$C_t = \frac{304.8\text{mm}}{150\text{mm}}$$

$$C_t = 2 \text{ Rodillos/Pie}$$

6.5.8. Cantidad de rodillos de retorno.

Igualmente para la cantidad de rodillos de retorno por pie la misma ecuación (27):

$$C_i = \frac{304.8\text{mm}}{3000\text{mm}}$$

$$C_i = 0.1 \text{ Rodillos /pie.}$$

6.5.9. Cambio neto de elevación.

Considerando el diseño propuesto en la Figura 32 y Figura 33, se tomara el nivel más alto para este factor, obteniendo lo siguiente:

$$h = 2670\text{mm} = 8.75 \text{ pies}$$

6.5.10. Peso total en movimiento.

El peso total en movimiento se calcula con la ecuación (6):

$$\begin{aligned} W &= 44.86 \text{ lb/pie} + 2(4.5 \text{ lb/pie}) + (6.56)(2) \text{ lb/pie} + (6.56)(0.1) \text{ lb/pie} \\ W &= 67.64 \text{ lb/pie.} \end{aligned}$$

6.5.11. Calculo Tensión Efectiva.

Con todos los factores que se vieron en las secciones anteriores, se prosigue con el cálculo de la tensión efectiva, usando las ecuaciones (7) y (8), se debe recalcar que el diseño propuesto está conformado por 3 rodillos espaciados 150mm y un tramo de lámina después de los 3 rodillos ver Figura 35, esto para aclarar que el transportador está compuesto en su longitud en un 66% de rodillos y el 34% restante por cama deslizante. También se debe tener en cuenta que este transportador es reversible, es decir; que cargara y descargara un camión, así que se debe realizar dos análisis para el cálculo de la Tensión Efectiva, uno para cuando el transportador este cargando sacos al camión, y otro para cuando el transportador este descargándolos. A continuación, se presentan los valores de los factores hallados:

$$F_r = 0.05$$

$$F_s = 0.35$$

$$L = 46.7 \text{ pies}$$

$$W_m = 44.86 \text{ libras/pie}$$

$$W_b = 4.5 \text{ libras/pie}$$

$$R_t = 6.56 \text{ libras/Rodillo}$$

$$R_i = 6.56 \text{ libras/Rodillo}$$

$$C_t = 2 \text{ Rodillos/pie}$$

$$C_i = 0.1 \text{ Rodillos/pie}$$

$$h = 8.75 \text{ pies}$$

$$W = 67.64 \text{ libras/pie}$$

$$G = 0.11$$

$$F_t = 0.85$$

6.5.11.1. Tensión efectiva cuando se están cargando sacos.

Reemplazando los factores en la ecuación (7), teniendo en cuenta que se debe multiplicar el valor de la tensión efectiva por el **66%**, cama de rodillos.

$$T_e = \frac{(0.05 \times 46.7 \times (44.86 + (2 \times 4.5) + (6.56 \times 2) + (6.56 \times 0.1))) + (44.86 \times 8.75) + (67.64 \times 46.7 \times 0.11)}{0.85}$$

$$T_e = 1056.35 \text{ lb}$$

Ahora multiplicando por 0.66 se tiene que la tensión efectiva para la cama de rodillos es:

$$T_e = 697.19 \text{ lb}$$

Continuando con los factores en la ecuación (8), teniendo en cuenta que después se debe multiplicar por el **34%**, aquí para cama deslizante el valor $G = 0$.

$$T_e = \frac{(0.35 \times 46.7 \times (44.86 + 4.5)) + (0.05 \times 46.7 \times (4.5 + (6.56 \times 0.1))) + (44.86 \times 8.75)}{0.85}$$

$$T_e = 1425.12 \text{ lb}$$

Multiplicando por 0.34 se tiene que la tensión efectiva para la cama deslizante es:

$$T_e = 484.54 \text{ lb}$$

Para este primer caso cuando se están cargando sacos la Tensión Efectiva Total es:

$$T_{et} = 1181.73 \text{ lb}$$

6.5.11.2. Tensión efectiva cuando se están descargando sacos.

Teniendo en cuenta la información del marco teórico, se procede a calcular las tensiones efectivas reemplazando los factores en las ecuaciones (7) y (8), para las condiciones cargado y en vacío.

Para la cama de rodillos en vacío $W_m = 0$ y $W = 22.78 \text{ libras/pie}$:

$$T_e = \frac{(0.05 \times 46.7 \times (0 + (2 \times 4.5) + (6.56 \times 2) + (6.56 \times 0.1))) + (0 \times (-8.75)) + (22.78 \times 46.7 \times 0.11)}{0.85}$$

$$T_e = 200.21 \text{ lb}$$

Cama de rodillos con carga de material $W_m = 44.86 \text{ libras/pie}$ y $W = 67.64 \text{ libras/pie}$:

$$T_e = \frac{(0.05 \times 46.7 \times (44.86 + (2 \times 4.5) + (6.56 \times 2) + (6.56 \times 0.1))) + (44.86 \times (-8.75)) + (67.64 \times 46.7 \times 0.11)}{0.85}$$

$$T_e = 132.77 \text{ lb}$$

No se debe olvidar multiplicar los valores de estas tensiones efectivas por el 66% debido a que es el porcentaje que representan los rodillos en el transportador que se está diseñando, por este motivo las tensiones para cama de rodillos cuando el transportador se encuentra en vacío y cargado son $T_e = 132.14 \text{ lb}$ y $T_e = 87.6 \text{ lb}$ respectivamente.

Continuando con el mismo procedimiento, se realizara para la cama deslizante, que representa un 34% de la longitud del transportador, para la condición en vacío $W_m = 0$, $G = 0$ y $W = 22.78 \text{ libras/pie}$

$$T_e = \frac{(0.35 \times 46.7 \times (0 + 4.5)) + (0.05 \times 46.7 \times (4.5 + (6.56 \times 0.1))) + (0 \times (-8.75)) + (22.78 \times 46.7 \times 0)}{0.85}$$

$$T_e = 100.70 \text{ lb}$$

Cama deslizante con carga de material $W_m = 44.86 \text{ libras/pie}$, $G = 0$ y $W = 67.64 \text{ libras/pie}$:

$$T_e = \frac{(0.35 \times 46.7 \times (44.86 + 4.5)) + (0.05 \times 46.7 \times (4.5 + (6.56 \times 0.1))) + (44.8 \times (-8.75)) + (67.64 \times 46.7 \times 0)}{0.85}$$

$$T_e = 501.53 \text{ lb}$$

Estas tensiones para cama deslizante cuando el transportador se encuentra en vacío y cargado se multiplicaran por 34% dando como resultado $T_e = 34.24 \text{ lb}$ y $T_e = 170.5 \text{ lb}$ respectivamente. Con estas tensiones halladas se procede a sumarlal para la condición en vacío y cargado:

Condición en vacío:

$$T_{et} = 132.14 \text{ lb} + 34.24 \text{ lb}$$

$$T_{et} = 166.38 \text{ lb}$$

Condición con carga:

$$T_{et} = 87.6 \text{ lb} + 170.5 \text{ lb}$$

$$T_{et} = 258.1 \text{ lb}$$

Ahora se debe calcular la tensión efectiva teniendo en cuenta las cargas vivas y las cargas muertas según la ecuación (9), pero antes se calcularan las cargas; viva ecuación (10) y muerta ecuación (11).

$$\text{Total carga viva} = 44.86 \text{ lb/pie} \times 46.7 \text{ pies}$$

$$\text{Total carga viva} = 2094.96 \text{ lb}$$

Para la carga muerta se debe tener en cuenta tanto para la cama de rodillos (66%) como para la cama deslizante (34%):

$$\text{Carga muerta cama de rodillos} = 46.7 \times (2 \times 4.5 + 6.56 \times 2 + 6.56 \times 0.1) \times 0.66$$

$$\text{Carga muerta cama de rodillos} = 702 \text{ lb}$$

$$\text{Carga muerta cama deslizante} = 46.7 \times (2 \times 4.5 + 6.56 \times 0.1) \times 0.34$$

$$\text{Carga muerta cama deslizante} = 153.32 \text{ lb}$$

Reemplazando en la ecuación (9):

$$T_{et} = 0.11 \times (2094.96 + 702 + 153.32)$$

$$T_{et} = 324.53 \text{ lb}$$

Comparando las 3 condiciones de Tensión efectiva se selecciona la más alta de ellas, para este segundo caso cuando se están descargando los sacos. Analizando se observa que la tensión efectiva más alta es la de condición con carga de material con un valor de **$T_{et} = 324.53 \text{ lb}$** .

6.6. Cálculo de la Potencia.

Al comparar los dos casos anteriores, el caso de la tensión efectiva cuando se están cargando sacos y el caso cuando se están descargando, se selecciona la máxima tensión que sufre el transportador y con esta misma poder hallar la potencia usando la ecuación (35).

Con lo anterior se ve que la tensión efectiva con mayor exigencia se presenta cuando se están cargando los sacos con un valor de **$T_{et} = 1181.73 \text{ lb}$** .

Considerando una eficiencia de sistema motriz $E_0 = 0.9$. Y usando la ecuación (35) se obtiene lo siguiente:

$$hp = \frac{1181.73 \times 105}{0.9 \times 33000} = 4.18 \text{ HP}$$

Este valor debe ser corregido teniendo en cuenta las pérdidas debidas a la fricción entre la polea conductora y la banda.

De la ecuación (36) se tiene que la potencia adicional es de:

$$Potencia\ adicional\ polea\ mando = \frac{1 \times 200 \times 105}{33000} = 0,64\ HP$$

Como resultado se obtiene una potencia de diseño igual a 4.82HP.

Esta potencia es comparada con la obtenida en el software (*Belt Analyst de Overland Conveyor Company*) con $T_{et} = 848\ lb$. y utiliza una eficiencia de 0,9, ver Figura 38, dando así una potencia de diseño de 3HP, este valor después de sumarle la corrección por las pérdidas da como resultado un valor de 5HP muy cercano al hallado analíticamente, ver ANEXO 1.

El motor de 5HP que se requiere será de las siguientes características:

- Frecuencia de 60Hz.
- Voltaje 220 v / 440 v.
- Protección IP65.

Para la selección del reductor, se escoge el diámetro de polea que arroja el cálculo con *Belt Analyst*, ver ANEXO 1, diámetro de 10 pulgadas, con la ecuación (37) se obtienen las revoluciones por minuto que necesita el sistema motriz.

Se tiene que:

$$FPM = 105\ fpm$$

$$D = 10" + 2x(0.5")$$

Despejando las rpm se obtiene:

$$n = \frac{105}{\pi \left(\frac{11}{12} \right)} = 36.46\ rpm$$

Drive No.	1
Location	7
Number of Motors	1
Total Nameplate Power (hp)	5
Running Power (hp)	3
Running Te (lbf)	848
Power Ratio	1
Efficiency	0,9
Synchronous RPM	1800
HS Inertia (lb-ft^2)	0
Wrap Angle (Deg)	178
Lagging	Diamond
Friction Factor- Run	0,35
Wrap Factor- Run	0,51
Slip Ratio- Run	2,96
Actual T1/T2 Ratio- Run	2
Friction Factor- Accel	0,4
Wrap Factor- Accel	0,41
Slip Ratio- Accel	3,46
Actual T1/T2 Ratio- Accel	2,04

Figura 38. Hoja Potencia Calculado con *Belt Analyst*, fuente Autor.

Para la selección del sistema motriz se utilizó el catalogo del proveedor, ver ANEXO 2, seleccionando el motoreductor con las siguientes características.

- Reductor cónico helicoidal (ejes 90°)
- Hollow shaft. Ø60mm
- F.S. = 1.60
- 31rpm
- Marca SEW

Las características, dimensiones y demás especificaciones se encuentran en el mismo ANEXO 2.

6.7. Análisis de tensiones.

6.7.1. Tensiones en la polea de mando.

La Figura 39 muestra las condiciones de operación críticas para este diseño que es el momento en el cual se están cargando sacos.

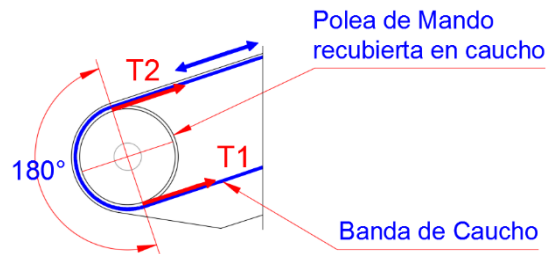


Figura 39. Diagrama de tensiones en la polea de Mando, cuando se está cargando sacos, fuente Autor.

Los factores K_1 y K_2 se escogerán de acuerdo a la Tabla 4, teniendo en cuenta que este diseño se contemplan poleas con recubrimiento de caucho de espesor $\frac{1}{2}$ ", el tensor de nuestra banda se considerará manual, el ángulo de contacto o de arropo entre la banda y la polea es de 180° y la tensión efectiva de 848lb resultado del *software Belt Analyst*, el resultado de las tensiones será:

$$T_1 = 1,8 \times 848 = 1526,4 \text{ lb}$$

$$T_2 = 0,8 \times 848 = 678,4 \text{ lb}$$

Cabe recalcar que las tensiones de las poleas resultado del *software Belt Analyst* (ver ANEXO 1) son muy parecidas ($T_1 = 1660 \text{ lb}$ y $T_2 = 832 \text{ lb}$) ver Figura 41, así que se usaran estos valores del software para continuar con estos cálculos.

6.7.2. Tensión de la banda PIW.

Para calcular el PIW se usara la ecuación (15) teniendo lo siguiente:

$$PIW = \frac{1660 \text{ lb}}{24 \text{ in}} = 69.17 \text{ lb/in}$$

Es necesario llevar el PIW a N/mm, usando la ecuación (16), se tiene que la tensión a la rotura de banda B_T es:

$$B_T = 69.17 \times 10 \times 0.175 = 121 \text{ N/mm}$$

De acuerdo al resultado, la banda para este equipo, puede ser una banda de dos capas, cada una con 75N/mm de tensión o de 110N/mm. Por efectos comerciales y para evitar que esta banda sufra rotura por sobrecarga se empleara una banda B.I.T. tipo corrugada EP200/2 de poliéster/nylon con dos lonas o capas de 100N/mm, espesor total de 8mm, ver ANEXO 3.

6.8. Diseño de poleas.

El transportador tiene dos poleas: una polea conductora (Drive/Tail) y una polea conducida (Head/Take-up) ver Figura 40. La polea conductora tiene un eje con una longitud mayor a las demás, que será en donde se acoplará el motoreductor.

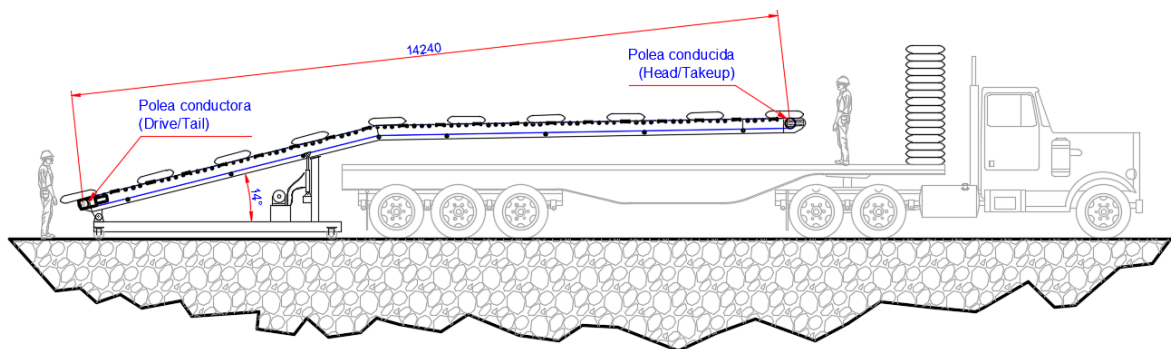


Figura 40. Ubicación de poleas en el transportador de banda, fuente Autor.

Para este equipo el ancho de cara de la polea será de 26" debido a que el ancho de banda es menor a 42in. Con un ancho de banda de 24in y con un ancho de cara de la polea igual a 26", se escoge una distancia entre centros de poleas igual a 32.3in.

El software *Belt Analyst* arroja unos valores para los diámetros de las poleas, ver Figura 41, lo que se realizara a continuación será verificar con el marco teórico estos datos.

Pulleys	1	2	3
Description	Head	Takeup	Dr/Tail
Label			
Location	3	4	7
Same as Pulley No.			
Tension T1 (lbf)	1.256	1.566	1.660
Tension T2 (lbf)	1.566	1.592	832
T1 Incoming Angle (Deg)	0,3	-1,1	163,4
Wrap Direction	Clockwise	Clockwise	Clockwise
Wrap Angle (Deg)	178,7	176,5	177,8
T2 Outgoing Angle (Deg)	178,9	175,4	-18,8
Pulley Weight (lbs)	134	134	139
Resultant Force R (lbf)	2.826	3.166	2.454
Resultant Force Angle (Deg)	266,8	264,7	75,8
Pulley Diameter (in)	10,0	10,0	10,0
Face Width FW (in)	26,0	26,0	26,0
Lagging Gauge (in)	0,50		0,50
Lagging Type	Plain		Diamond
Pulley RPM	36	40	36

Figura 41. Poleas del transportador, fuente Autor.

6.8.1. Polea motriz o conductora.

Se seleccionó una polea motriz de las siguientes características:

- Ø10"
- El peso esta entre 65lb y 85lb ver Tabla 5, para este diseño se escoge 139 lb.
- $T_1 = 1660 \text{ lb}$ y $T_2 = 832 \text{ lb}$.

Con estos valores se procede a calcular el PIW usando la ecuación (15), dando como resultado 69.17 lb/in, este valor se consulta en la Tabla 6 y se ve que para un valor de 180° como ángulo de arroje el diámetro puede ser de 8". La polea utilizada en el diseño es de 10" cuyo máximo PIW es 105, por lo tanto, la selección es aceptable.

6.8.1.1. Diámetro del eje.

Continuando ahora con la selección del diámetro del eje, este depende de los siguientes parámetros:

- Ancho de la polea: 26".
- Distancia entre centros de chumaceras: 32.3" menos el ancho de cara de polea: 26"; L=6.3".
- Fuerza resultante, R=2454lb, ver Figura 42.
- Angulo de las tensiones, $\theta = 18^\circ$.

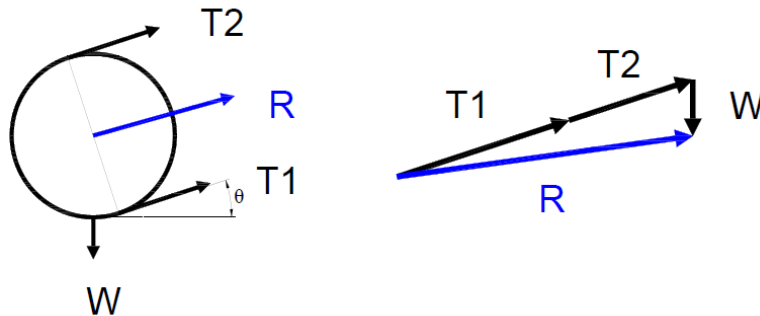


Figura 42. Resultante polea motriz, fuente Autor.

Se calcula la fuerza resultante con la ecuación (17).

$$R = \sqrt{((1660 + 832) \cos 18)^2 + ((1660 + 832) \sin 18 - 139)^2} = 2454 \text{ lb}$$

Con estos valores definidos se consulta la Tabla 7, interpolando para L=6.3" se obtiene el diámetro del eje de $D = 2 \frac{3}{16} \text{ in}$, pero conociendo que el agujero donde se acoplara el motoreductor es de Ø60mm (visto en la sección Calculo de la Potencia. Pág. 48) se escogerá un diámetro $D = 2 \frac{7}{16} \text{ in}$.

6.8.1.2. Chequeo del diámetro del eje.

Usando la ecuación (19) y la Tabla 8 , el momento flector da como resultado:

$$M = \frac{2454 \times (N + 1 \frac{5}{8})}{2} = \frac{2454 \times (\frac{6.3}{2} + 1 \frac{5}{8})}{2} = 5858.93 \text{ lb.in}$$

- S_f : Factor de corrección del límite de fatiga del eje.

$$k_a = 0.8$$

$$k_b = 0.8443 \text{ Ver Tabla 9.}$$

$$k_c = 0.897$$

$$k_d = 1.0$$

$$k_e = 1.0$$

$$k_f = 0.63 \text{ ver Tabla 10.}$$

$$k_g = 1.0$$

S_f^* Resistencia ultima a la tracción = 41000psi, ver Tabla 11.

Usando la ecuación (20).

$$S_f = 0.8 \times 0.8443 \times 0.897 \times 1 \times 1 \times 0.63 \times 1 \times 41000 = 15649.6$$

- T: Momento torsor (lb.in) usando la ecuación (21)

$$T = 848 \times 5 = 4240 \text{ lb.in}$$

- S_y : Resistencia a la fluencia será igual a 45000psi, ver Tabla 12.

Usando la ecuación (18) se chequeará el diámetro del eje.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32(1.5)}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{5858.93}{15649.6}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{4240}{45000}\right)^2}} = 1.8 \text{ in}$$

El diámetro obtenido en la sección (Diámetro del eje. Pág. 52), de 2-7/16" es mayor que el diámetro calculado [1.8in] por lo tanto se usara el primero.

De la Tabla 13 se verifica que el diámetro del eje se encuentre en el rango de valores posibles para la combinación entre el diámetro de polea y el ancho de la misma.

6.8.1.3. Evaluación de deflexión del eje.

Para el chequeo por deflexión del eje, primero se deben relacionar los valores de; R: 2454 lb, A: De la Tabla 8, A = 4.78in, B: 32.3in, E_Y : $29 \times 10^6 \text{ psi}$, I: escogiendo un eje recto para el diseño de esta polea motriz, el momento de inercia con un $D = 2 \frac{7}{16} \text{ in}$, usando la ecuación (24).

$$I = \frac{\pi}{4} \left(\frac{2 \frac{7}{16}}{2} \right)^4 = 1.73 \text{ in}^4.$$

Reemplazando todos los factores en la ecuación (23)

$$\tan \alpha = \frac{2454 \times 4.78 \times (32.3 - 2(4.78))}{4(29 \times 10^6) \times 1.73} = 0.0013 \text{ in/in}$$

Como la deflexión máxima permitida es 0,0023in/in y la calculada es 0,0013in/in, el eje seleccionado es apropiado.

6.8.2. Polea descarga tensora o conducida.

Por analogía, se determina el diámetro de la polea tensora y su eje (en este caso se tendrá en cuenta realizar en el eje un cambio de sección transversal), para lo cual conviene tener los siguientes datos:

- Ø10"
- El peso esta entre 65lb y 85lb ver Tabla 5, para este diseño escogeremos 134 lb.
- $T_1 = 1256 \text{ lb}$ y $T_2 = 1592 \text{ lb}$.

Con estos valores se procede a calcular el PIW usando la ecuación (15), dando como resultado 66.33 lb/in, este valor lo se consulta en la Tabla 6 y se ve que para un valor de 180° como ángulo de arripe el diámetro puede ser de 8". La polea utilizada en el diseño va a ser también de 10" cuyo máximo PIW es 105, por lo tanto la selección es aceptable.

6.8.2.1. Diámetro del eje.

Continuando ahora con la selección del diámetro del eje, este depende de lo siguiente:

- Ancho de la polea: 26".
- Distancia entre centros de chumaceras: 32.3" menos el ancho de cara de polea: 26"; L=6.3".
- Fuerza resultante, R=2840lb, ver Figura 43.
- Angulo de las tensiones, $\theta = 4.6^\circ$.

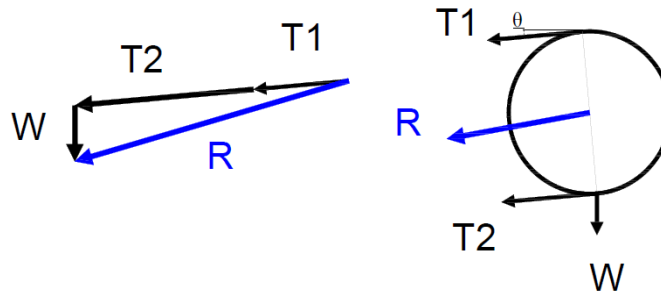


Figura 43. Resultante polea descarga tensora, fuente Autor.

Calculando la fuerza resultante con la ecuación (17).

$$R = \sqrt{((1256 + 1592) \cos 4.6)^2 + ((1256 + 1592) \sin 4.6 - 134)^2} = 2840 \text{ lb}$$

Con estos valores definidos se consulta la Tabla 7, interpolando para L=6.3" se obtiene el diámetro del eje de $D = 2 \frac{3}{16} \text{ in}$, para mantener las poleas parecidas tanto para el tambor motriz como para el take-up, se escogerá también un diámetro $D = 2 \frac{7}{16} \text{ in}$.

6.8.2.2. Chequeo del diámetro del eje.

Usando la ecuación (19) y la Tabla 8 , el momento flector da como resultado:

$$M = \frac{2840 \times \left(N + 1\frac{5}{8}\right)}{2} = \frac{2840 \times \left(\frac{6.3}{2} + 1\frac{5}{8}\right)}{2} = 6780.5 \text{ lb.in}$$

- S_f : Factor de corrección del límite de fatiga del eje.

$$k_a = 0.8$$

$$k_b = 0,8443 \text{ Ver Tabla 9.}$$

$$k_c = 0,897$$

$$k_d = 1,0$$

$$k_e = 1,0$$

$$k_f = 0,63 \text{ ver Tabla 10.}$$

$$k_g = 1,0$$

$$S_f^* \text{ Resistencia ultima a la tracción} = 41000\text{psi, ver Tabla 11.}$$

Usando la ecuación (20).

$$S_f = 0,8 \times 0,8443 \times 0,897 \times 1 \times 1 \times 0,63 \times 1 \times 41000 = 15649,6$$

- T: Momento torsor (lb.in) usando la ecuación (21)

$$T = 336 \times 5 = 1680 \text{ lb.in}$$

- S_y : Resistencia a la fluencia será igual a 45000psi, ver Tabla 12.

Usando la ecuación (18) se chequeará el diámetro del eje.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32(1.5)}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{6780.5}{15649,6}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{1680}{45000}\right)^2}} = 1,9 \text{ in}$$

El diámetro obtenido es [1,9in], pero primero se escogió de la Tabla 7 el valor de 2-7/16", este es mayor que el diámetro que acabamos de calcular, por ende se usara el primer valor de 2-7/16".

En la Tabla 13 se verifica que el diámetro del eje se encuentre en el rango de valores posibles para la combinación entre el diámetro de polea y el ancho de la misma.

6.8.2.3. Evaluación de deflexión del eje.

Para el chequeo por deflexión del eje, primero se debe relacionar los valores de; R: 2840 lb, A: De la Tabla 8, A = 4.78in, B: 32.3in, E_y : $29 \times 10^6 \text{psi}$, C: 0,5in.

Para los momentos de inercia se calcularan para dos diámetros I_2 para un $D_2 = 2\frac{7}{16} \text{ in}$ y I para un $D = 2 \text{ in}$, se usará la ecuación (24) para encontrar dichos momentos de inercia.

$$I_2 = \frac{\pi}{4} \left(\frac{2\frac{7}{16}}{2} \right)^4 = 1.73 \text{ in}^4.$$

$$I = \frac{\pi}{4} \left(\frac{2}{2} \right)^4 = 0.79 \text{ in}^4.$$

Reemplazando todos los factores en la ecuación (22)

$$\tan \alpha = \frac{2840 \times 4.78}{2 (29 \times 10^6)} \left[\left(\frac{0.5}{0.79} \right) + \left(\frac{32.3 - 2(4.78) - 2 \times 0.5}{2 \times 1.73} \right) \right]$$

$$\tan \alpha = 0.0016 \text{ in/in}$$

Como la deflexión máxima permitida es 0,0023in/in y la calculada es 0,0016in/in, el eje seleccionado es apropiado.

6.8.3. Resumen de Poleas.

A continuación en la Tabla 30, se muestra un resumen de las poleas que se diseñaron.

Tabla 30. Resumen poleas Sistema Bag Conveyor, fuente Autor.

Polea	Diámetro (in)	Diámetro Eje (in)	Diámetro Chumaceras (in)	Tensiones (lb)
Conductora (Drive/Tail)	10	2 7/16	2 7/16	T1 = 1660 T2 = 832 W = 139 R = 2454
Conducida (Head/Take-up).	10	2 7/16	2	T1 = 1256 T2 = 1592 W = 134 R = 2840

6.9. Selección Sistema tensor.

Para este transportador, el más recomendado es el tensor manual debido a su longitud tan corta, menos de 30m [98pies]. Se escoge una chumacera tensora TU 2 TF (con una capacidad de carga estática de 6519lbf, muy por encima de la tensión en la polea) para el equipo que se está diseñando, las características y dimensiones de esta chumacera estarán en el ANEXO 4.

6.10. Análisis Estructural.

Se define de forma básica el diseño estructural del transportador, para esto se identificó el material y las restricciones de movimiento. Con esta información y en conjunto con las cargas, se generó un modelo en elementos finitos (MEF) de la estructura del transportador realizando un análisis sísmico estático en el programa SAP2000. Esto, permitió validar los perfiles definitivos para la construcción de la estructura del transportador, este tendrá una capacidad de 60 Ton/hora para un ancho de banda

de 24” y una longitud de 14.2 m. A continuación, se resumen los datos de entrada y los resultados del desarrollo de un modelo computacional para el sistema estructural del transportador de banda para cargue y descargue de bultos de 50 kg. Se requiere fabricar este equipo para operar en la bodega de una empresa de la región.

6.10.1. Especificaciones.

6.10.1.1. Especificación de materiales.

Acero estructural ASTM A-36 para las placas, ángulos, canales.

- $\sigma_y=2536 \text{ kg/cm}^2$ (36Ksi) $\sigma_u=4084 \text{ kg/cm}^2$ (58Ksi)

Acero estructural ASTM A-572 Gr. 50 para perfiles IPE y HEA.

- $\sigma_y=3520 \text{ kg/cm}^2$ (50Ksi) $\sigma_u=4576 \text{ kg/cm}^2$ (65Ksi)

6.10.1.2. Soldadura.

Conforme a la publicación AWS D.3-98

- Soldadura E70XX.

6.10.1.3. Normas.

- NSR-10 Código Colombiano de diseño sismo resistente.
- CEMA Ed.6 *Belt conveyors for bulk materials*.

6.10.2. Casos de carga a considerar.

6.10.2.1. Carga muerta D.

El programa cuantifica el peso aproximado de los perfiles comerciales que componen la estructura.

6.10.2.2. Cargas muertas adicionales.

Tabla 31. Cargas muertas Da, fuente Autor.

NOMBRE	Kg/m	Kg/Und
Motorreductor	-	135
Polea de Mando	-	110,6
Polea de Descarga	-	88,5
Rodillo de carga	13,75	3,6
Rodillo de retorno	2	3,6
Banda de caucho y lona (ida y vuelta)	13,42	-
Tablero eléctrico	-	200
Unidad hidráulica	-	152,4

6.10.2.3. Cargas vivas.

Se cuantifica el peso del producto que transporta la banda a su capacidad de operación (35,2kg/m), valor encontrado en la sección Calculo Peso del Material Transportado. Pág. 41.

6.10.2.4. Cargas sísmicas.

Los valores de las cargas sísmicas para la ciudad de Cartagena (Zona de amenaza sísmica baja), son seleccionados de la Tabla 15 y Tabla 16 del marco teórico:

$A_a = 0,1$	$T_a = 0,179 \text{ seg}$	$R_o = 3$
$A_v = 0,1$	$C_t = 0,073$	$\phi_p = 1$
$F_a = 2,5$	$\alpha = 0,75 \text{ seg}$	$\phi_a = 0,9$
$F_v = 3,5$	$h = 3,3\text{m}$	$\phi_s = 0,9$
		$R' = \phi_p * \phi_a * \phi_s * R_o = 2,43$

	T		Sa	
Periodo cero	TI =	0,000 seg	0,250	%g
Periodo Inicial	To=	0,140 seg	0,625	%g
Periodo Corto	Tc=	0,672 seg	0,625	%g
Periodo en 1 seg	T=	1,000 seg	0,418	%g
Periodo Largo	TL=	8,400 seg	0,010	%g
Periodo fundamental	Ta=	0,179 seg	0,625	%g

A continuación se ilustra el espectro de diseño para la ciudad de Cartagena, Figura 44.

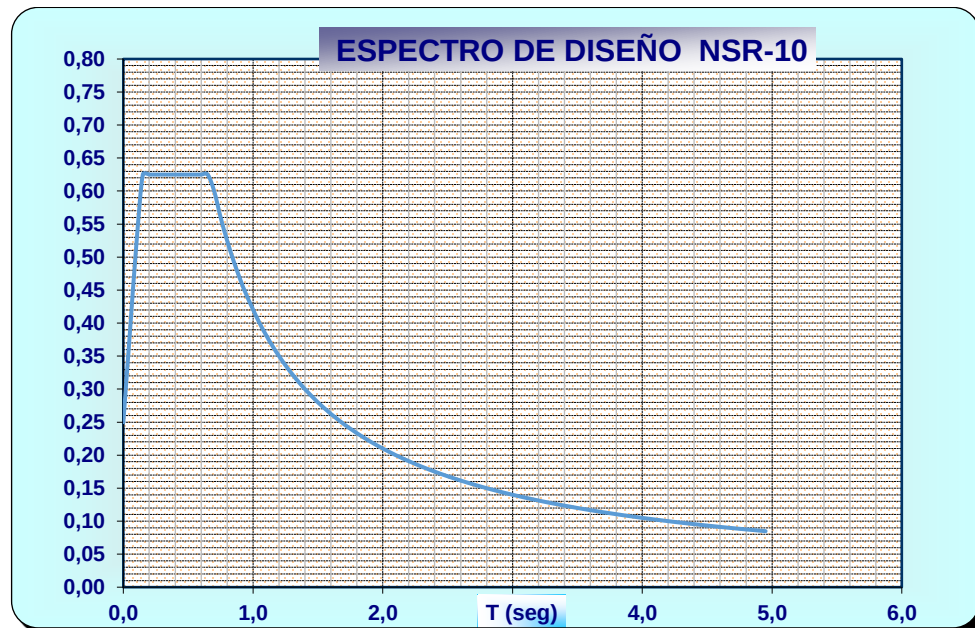


Figura 44. Espectro de diseño, fuente Autor.

Se asume que la dirección de aplicación de las fuerzas sísmicas se dará en el 100% en un sentido más el 30% en dirección ortogonal.

6.10.2.5. Cargas de viento W.

La velocidad del viento es de 130 km/h (82 Mph) según el mapa eólico de Colombia zona 5 Cartagena y rugosidad del terreno tipo C (terreno abierto con pocas obstrucciones como campos abiertos como praderas y todas las costas) [9].

Tipo exposición: C

Factor topográfico $K_{zt}=1$

Factor de ráfaga=0.85

Factor de direccionalidad $K_d=1$

Relación de área neta/bruta=0.2

6.10.3. Combinaciones de carga.

A continuación se presenta la Tabla 32, donde se relacionan las combinaciones de carga que se realizaron en SAP2000, esto con base en el marco teórico donde se enseñan los tipos de combinaciones que sigue la NSR10.

Tabla 32. Definición de Combinaciones SAP2000, fuente Autor.

ComboName	ComboType	CaseType	CaseName	ScaleFactor
Text	Text	Text	Text	Unitless
B241	Linear Add	Linear Static	D	1,4
B242	Linear Add	Linear Static	D	1,2
B242		Linear Static	L	1,6
B243	Linear Add	Linear Static	D	1,2
B243		Linear Static	L	0,5
B243A	Linear Add	Response Combo	B243	1
B243A		Linear Static	WX	0,5
B243B	Linear Add	Response Combo	B243	1
B243B		Linear Static	WY	0,5
B244A	Linear Add	Response Combo	B243	1
B244A		Linear Static	WX	1
B244B	Linear Add	Response Combo	B243	1
B244B		Linear Static	WY	1
B245A	Linear Add	Response Combo	B243	1
B245A		Response Spectrum	EX	1
B245A		Response Spectrum	EY	0,3
B245B	Linear Add	Response Combo	B243	1
B245B		Response Spectrum	EX	0,3
B245B		Response Spectrum	EY	1
B246A	Linear Add	Linear Static	D	0,9
B246A		Linear Static	WX	0,9

B246B	Linear Add	Linear Static	D	0,9
B246B		Linear Static	WY	0,9
B247A	Linear Add	Linear Static	D	0,9
B247A		Response Spectrum	EX	1
B247A		Response Spectrum	EY	0,3
B247B	Linear Add	Linear Static	D	0,9
B247B		Response Spectrum	EX	0,3
B247B		Response Spectrum	EY	1

6.10.4. Geometría.

Se realizó el modelo computacional con la geometría del Transportador, la base se propuso en perfiles tipo IPE y HEA, la cama o pluma se consideró en lámina plegada, ver Figura 45.

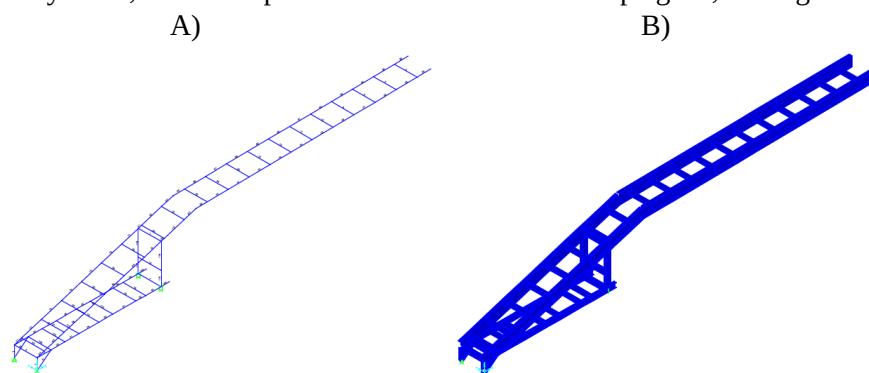


Figura 45. Modelo del transportador, A) Hilos. B) Perfiles, fuente Autor.

6.10.5. Análisis de resultados.

El programa SAP2000 permite evaluar las secciones definidas por el usuario, ver Figura 46, comparando su capacidad de carga con los estados de carga generados por las combinaciones bajo los requerimientos del código de diseño AISC360-05 (ver sección Miembros Solicitados por fuerzas combinadas y por torsión. Pág. 21), que es equivalente a la norma Colombiana de diseño NSR-10.

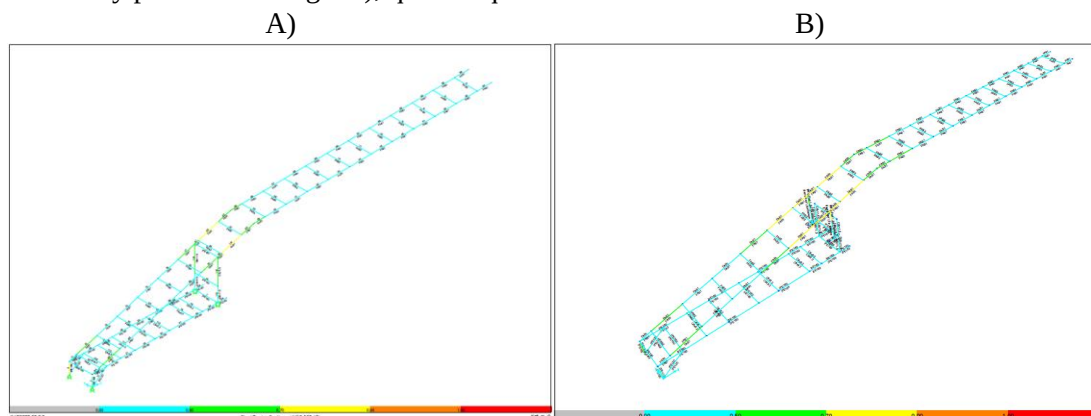


Figura 46. Estructura del transportador analizado en SAP2000, A) soportado en estructura. B) soportado con los actuadores, fuente Autor.

En el ANEXO 5 se muestran los resultados del programa SAP2000, donde se puede apreciar que en la columna **RATIO** todos los elementos tabulados en esta tabla del anexo tienen un valor menor a 1, con lo cual cumplen con las capacidades requeridas para los diferentes estados de carga.

6.10.6. Reacciones en los apoyos.

En los nodos 3 y 5 se usará restricción de apoyo tipo articulación y en los nodos 11 y 12 apoyos tipo rodillo, ver Figura 47.

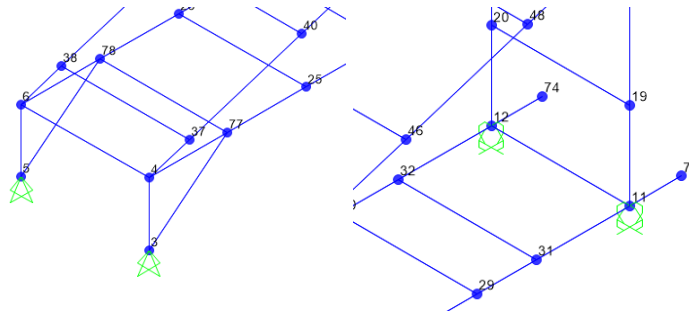


Figura 47. Distribución de nodos típicos, fuente Autor.

Tabla 33. Reacciones en los nodos de las restricciones, fuente Autor.

Joint	OutputCase	CaseType	F1	F2	F3	M1	M2	M3
Text	Text	Text	Kgf	Kgf	Kgf	Kgf-mm	Kgf-mm	Kgf-mm
3	DL	Combination	1,767E-10	-9,9	452,27	0	0	0
3	DL+LL	Combination	2,747E-10	-11,74	310,18	0	0	0
3	LL	Combination	9,804E-11	-1,84	-142,09	0	0	0
5	DL	Combination	3,786E-10	9,9	235,27	0	0	0
5	DL+LL	Combination	4,645E-10	11,74	93,18	0	0	0
5	LL	Combination	8,595E-11	1,84	-142,09	0	0	0
11	DL	Combination	0	0	1763,4	0	0	0
11	DL+LL	Combination	0	0	2154,63	0	0	0
11	LL	Combination	0	0	391,22	0	0	0
12	DL	Combination	0	0	1645,41	0	0	0
12	DL+LL	Combination	0	0	2036,63	0	0	0
12	LL	Combination	0	0	391,22	0	0	0

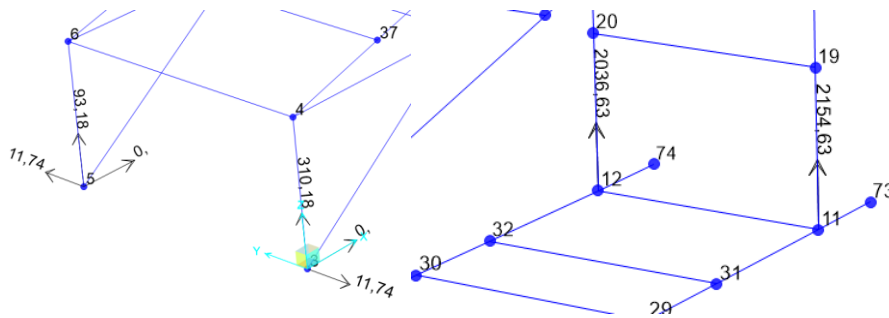


Figura 48. Reacciones para cargas vivas y muertas combinadas, fuente Autor.

Se observan los valores de carga viva y carga muerta combinadas en la Figura 48 y en la Tabla 33, se concluye entonces que los ratios según la norma NSR10 son las relaciones de esfuerzos entre la sollicitación última del elemento contra la capacidad admisible por cargas axiales, cortantes y momentos flectores, así que se validan por medio de los resultados del programa de cálculo SAP2000 los perfiles listados en el ANEXO 5 como aptos para su uso en las posiciones definidas.

6.11. Sistema hidráulico para elevación de pluma.

Para el levantamiento de la cinta transportadora se necesitará de un sistema hidráulico (seleccionado en la Tabla 28) con cilindros de doble efecto que puedan soportar el peso de dicha estructura. Los componentes ubicados en la cinta transportadora (como las poleas, chumaceras, rodillos y motoreductor) tienen un peso cercano de 800kg, el acero que soportara dichos componentes es igual o un poco superior al peso de los componentes (entre 800kg y 1000kg), ahora teniendo en cuenta que este transportador puede cargar 19 sacos de 50kg en su longitud (visto en la sección Cálculo Peso del Material Transportado. Pág. 41) se tiene que el peso total a levantar es de 2750kg = 6050lb.

Usando un cilindro estándar con un pistón de Ø2.5", un vástago de Ø1.5" y calculando un recorrido de 300mm para pasar de 14° a 18° ver Figura 49 y Figura 50, se tiene que sus áreas son, usando la ecuación (38):

$$Area\ pistón = 4.91\ in^2$$

$$Area\ vástago = 1.77\ in^2$$

Teniendo en cuenta estas áreas, se procede a calcular las áreas de extensión y retracción del cilindro, utilizando las ecuaciones (39) y (40).

$$Area\ Extensión = 4.91\ in^2$$

$$Area\ Retracción = (4.91 - 1.77) = 3.14\ in^2$$

Con estas áreas se calcula la presión de trabajo con la que funcionara el sistema, esta presión se debe enfocar en la retracción que será el punto crítico y de partida que se necesita para que el sistema hidráulico soporte la carga de $F = 6050lb$, usando la fórmula (41), de la presión, se tiene que para un cilindro que soportará $F/2$ la presión es de:

$$P = \frac{3025\ lb}{3.14\ in^2} = 963\ psi$$

Esta presión es la que se necesita para que el sistema quede en equilibrio, así que se usará una presión de trabajo superior, igual a 1000psi.

Definida la presión de trabajo se procede a calcular las fuerzas que ejercen los cilindros tanto en extensión como en retracción, despejando la ecuación (41):

$$F_{ext} = 1000psi \times 4.91in^2 = 4910lb$$

$$F_{ret} = 1000psi \times 3.14in^2 = 3140lb$$

Continuando ahora con la capacidad de la bomba, este transportador requiere que se levante en un tiempo de 5 segundos, para pasar de 14° a 18°, así que el volumen en el cilindro se llenara en 5 segundos, usando la fórmula (42) de caudal volumétrico, se obtiene que:

$$Q = \frac{4.91 \text{ in}^2 \times 11.81 \text{ in}}{5 \text{ seg}} = 11.6 \frac{\text{in}^3}{\text{seg}} \times \frac{60 \text{ seg} \times 1 \text{ G}}{1 \text{ min} \times 231 \text{ in}^3} = 3 \text{ GPM}$$

Para calcular el tiempo de retroceso se emplea la misma ecuación (42), pero despejando la variable tiempo y el área será la de retracción, el tiempo para retroceso es igual a 3.2 segundos.

Ahora se hallará la velocidad del cilindro para su extensión y retracción, usando la fórmula (43) de velocidad, se tiene que:

$$V_{ext} = \frac{11.81 \text{ in}}{5 \text{ seg}} \times \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ in}} = 11.81 \text{ fpm}$$

$$V_{ret} = \frac{11.81 \text{ in}}{3.2 \text{ seg}} \times \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ in}} = 18.45 \text{ fpm}$$

Con la velocidad se calculará la potencia del sistema hidráulico, usando la ecuación (35), con una eficiencia de 0,85:

$$hp = \frac{4910 \text{ lb} \times 11.81 \text{ fpm}}{0.85 \times 33000} = 2 \text{ HP}$$

Así queda definido el sistema hidráulico con las siguientes características:

- Dos cilindros hidráulicos Ø2.5” de diámetro interno camisa, con vástago de Ø1.5” x 300mm de carrera.
- Mini central con motor de 2HP, 220V/440V, bomba de 3GPM. Capacidad del tanque de acuerdo al fabricante, ver ANEXO 6.

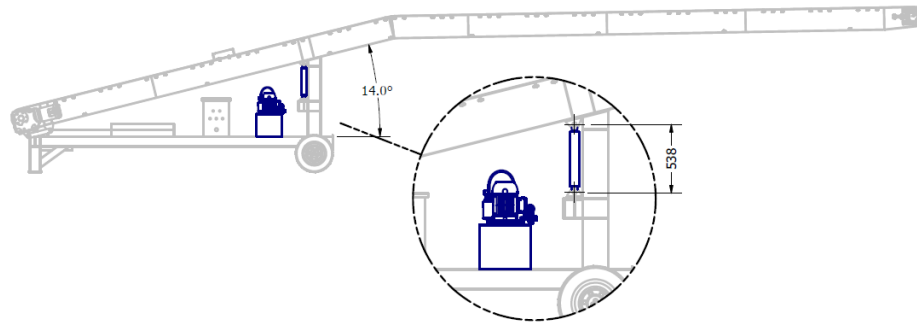


Figura 49. Transportador nivel más bajo, fuente Autor.

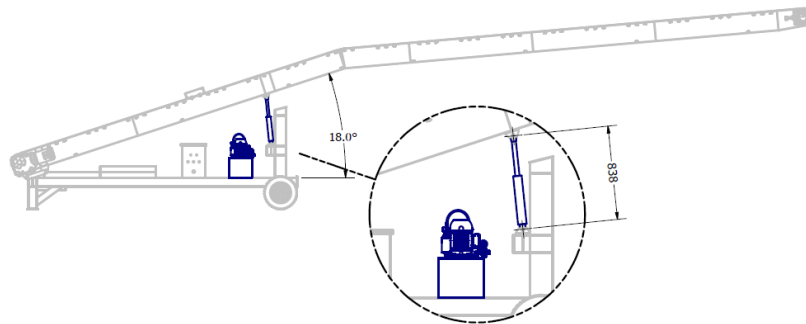


Figura 50. Transportador nivel más alto, fuente Autor.

6.12. Sistema de traslación.

6.12.1. Selección de llantas.

Teniendo en cuenta que el transportador de banda completo (cinta transportadora y estructura soporte) pesan aproximadamente 4500kg, y que el traslado se realizara sin carga de material, se hace un cálculo de capacidad para escogencia de las llantas, proponiendo solo dos llantas que soportaran el equipo, usando la ecuación (44) se tiene que:

$$Q = \frac{(4500kg) * 1,33}{2} = 2992,5kg$$

Con esta capacidad por llanta, se escoge la llanta maciza 23x9x10 de diseño OB503 marca ADVANCE, ver ANEXO 7, con una capacidad de 3150kg.

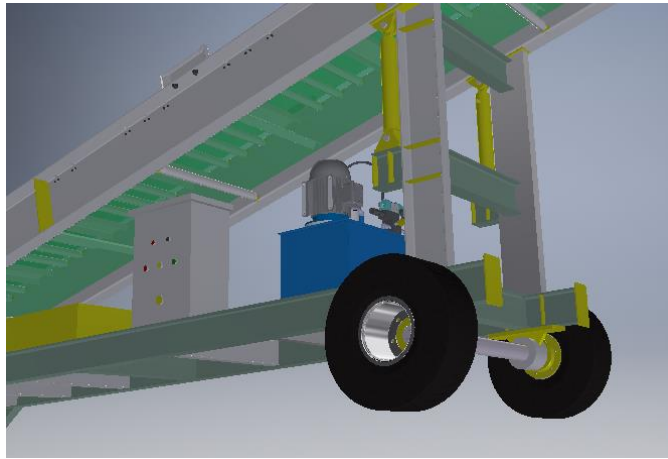


Figura 51. Ruedas sistema de traslación, fuente Autor.

6.12.2. Diseño Eje de llantas.

Para el diseño del eje que estará conectado a las llantas de la Figura 51, se tomó como material un acero SAE 1045 con un módulo de Elasticidad de 206GPa y un módulo de Rigidez de 80GPa. Como las dos llantas soportaran el peso de todo el equipo cuando se desee cambiar o trasladar de lugar el transportador, siendo esta la situación más crítica, tenemos que el eje deberá soportar el peso de 4500kg (44100N), ver Figura 52.

Usando el módulo Design Shaft de Inventor se tiene que la deflexión máxima del eje es de 0,8mm y su diámetro ideal es de 88,4mm ver Figura 53 y Figura 54, para este diseño se usará un diámetro de Ø100mm.

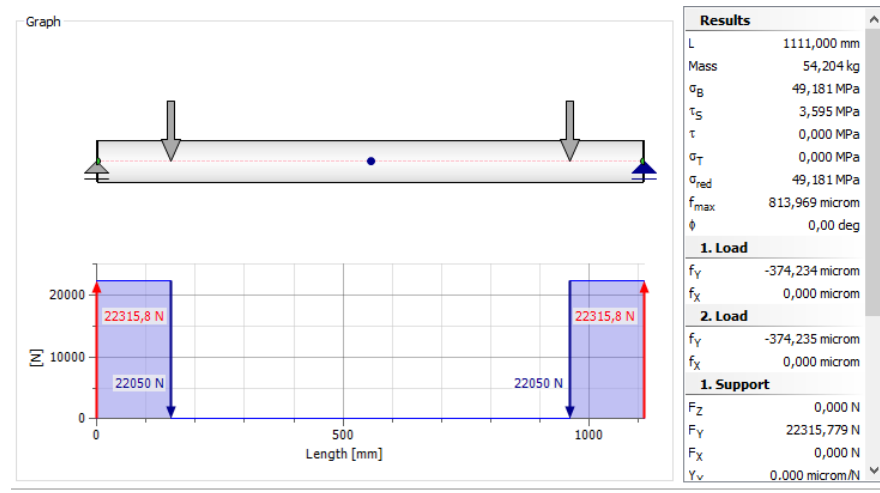


Figura 52. Cargas de eje Software Inventor design shaft, fuente Autor.

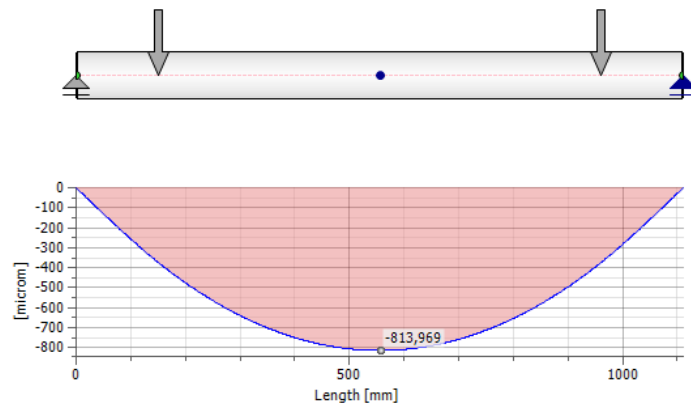


Figura 53. Deflexión del eje Software Inventor design shaft, fuente Autor.

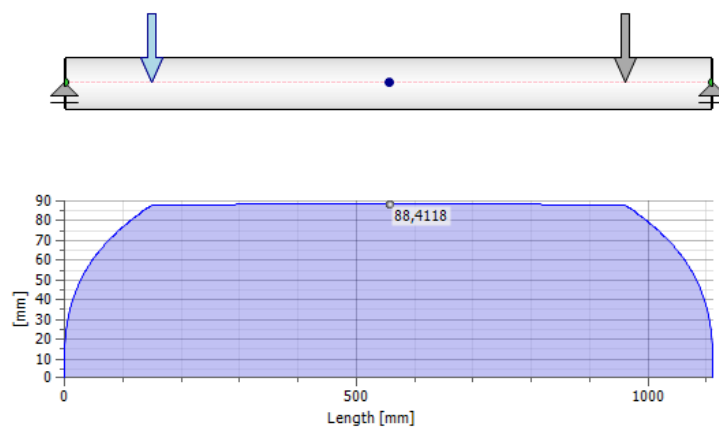


Figura 54. Diámetro ideal del eje Software Inventor design shaft, fuente Autor.

6.13. Diseño eléctrico y de control.

Se necesita energizar los motores, balizas, electroválvulas, sensores, botoneras y demás componentes que contiene el transportador, ver Figura 55. El equipo cuenta con un tablero que controlara principalmente el funcionamiento de dos motores, el de arranque de la banda y el de la bomba de la unidad hidráulica, estos motores son trifásicos y manejan un voltaje de 220V.

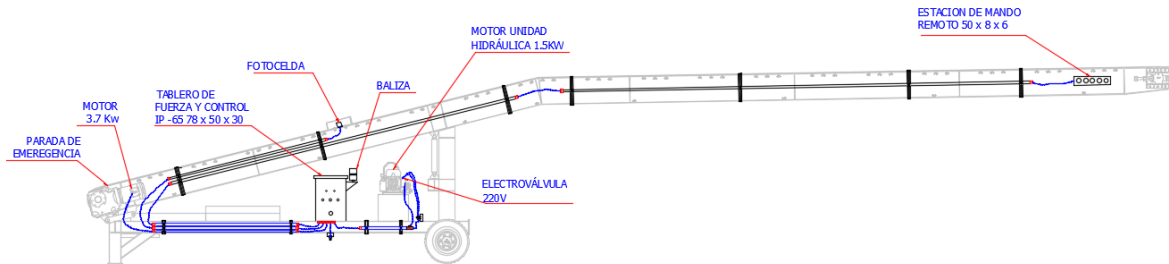


Figura 55. Diagrama eléctrico transportador, fuente Autor.

El equipo cuenta también con 3 paradas de emergencia (1 en la cola de la banda, 1 en el tablero y 1 en la estación de mando remoto o consola), adicional tiene 2 pulsadores ubicados en el tablero para el motor de la banda (1 para el cargue y otro para el descargue), otro pulsador, ubicado en el tablero, para el arranque del motor de la bomba y 4 pulsadores para seleccionar la posición de electroválvula del sistema hidráulico (2 pulsadores en el tablero y los otros dos en la estación de mando remoto), cuenta también con una baliza luminosa y auditiva para advertir que se está cargando o descargando un camión y un sensor fotoeléctrico retroreflectivo que sirve como señal que recibirá un contador para llevar la cantidad de sacos. En el ANEXO 8 se muestra el diagrama unifilar de fuerza y de control de la banda transportadora y su respectivo plano general.

6.14. Transportador de banda.

Con todos los componentes y materiales calculados en todo este capítulo, se tiene un equipo con las siguientes medidas generales (ver Figura 56), en el ANEXO 8 se encuentra el plano general de la banda Transportadora.

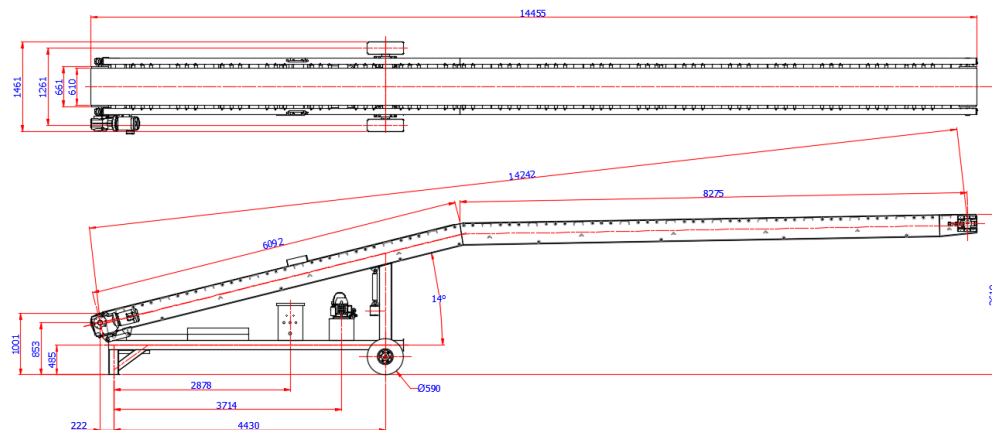


Figura 56. Medidas generales transportador de banda, fuente Autor.

CAPITULO V

7. ESTIMACION DE COSTOS PARA FABRICACIÓN

En este capítulo se presenta un presupuesto del valor que conlleva la fabricación del sistema *bag conveyor*, que se diseñó en este trabajo de grado, precios de los componentes y aceros propuestos, adicionalmente se estimara el valor de la manufactura y montaje para el equipo.

7.1. Componentes comerciales.

A continuación se enseñan todos aquellos accesorios que se definieron en el CAPITULO IV como lo son el motoreductor, poleas, lona, sistema hidráulico, llantas, tablero eléctrico y de control y demás necesarios para el buen funcionamiento del equipo, estos componentes se describen en la Tabla 34 con sus respectivas cantidades y precios en pesos colombianos sin IVA.

Tabla 34. Cantidades y precios de componentes sistema Bag conveyor, fuente Autor.

	Componente	Detalle	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
Tambores	Drive/Tail	Tambor motriz de diámetro 10" x 26" LC, eje de diámetro 2.4375" referencia 1045 y longitud 1234 mm, revestido con guardilla de 1/2".	1 und	\$ 2.700.000,00	\$ 2.700.000
	Head/Takeup	Tambor de descarga de diámetro 10" x 26" LC, eje de diámetro 2.4375" referencia 1045 y longitud 1020 mm, revestido con guardilla de 1/2".	1 und	\$ 2.600.000,00	\$ 2.600.000
Chumaceras	Drive/Tail	Chumacera pedestal bipartida SAF 22515	2 und	\$ 1.305.000,00	\$ 2.610.000
	Head/Takeup	Chumacera tensora TU 2 TF	2 und	\$ 240.000,00	\$ 480.000
Rodilleria	Carga	Rodillo carcasa metálica de diámetro 1 7/8" x 27" LC x 737 mm le, sobre rodamientos 6204, eje de diámetro 7/8" con puntas hexagonales de 7/16"	55 und	\$ 62.000,00	\$ 3.410.000
	Retomo	Rodillo carcasa metálica de diámetro 1 7/8" x 27" LC x 737 mm le, sobre rodamientos 6204, eje de diámetro 7/8" con puntas hexagonales de 7/16"	8 und	\$ 62.000,00	\$ 496.000
Banda	Banda	Banda de caucho de 24" EP200/2 24"x 4+2-RMA1x32m	32 m	\$ 108.108,00	\$ 3.459.456
	Pega de banda	Pega vulcanizada.	24 in	\$ 120.000,00	\$ 2.880.000
Sensores	Fotoeléctrico	Sensor fotoeléctrico autoreflexivo BEN 3M-PDT	1 und	\$ 250.000,00	\$ 250.000
	Contador	Contador/temporizador digital 6 dígitos 1P relé 48x48	1 und	\$ 230.000,00	\$ 230.000
	Baliza	Banner TL50GRAQ	1 und	\$ 520.000,00	\$ 520.000
Electrico	Tablero y componentes	Caja eléctrica 400x600x250 a-36, contactores, relés, interruptores, cables, coraza, conduit, etc...	1 und	\$ 4.523.498,00	\$ 4.523.498
Sistema Traslacion	Llantas	Llanta maciza de medida 200/50x10, diseño OB503. Marca Advance.	2 und	\$ 1.456.000,00	\$ 2.912.000
	Rin	Plato para llanta 200/50x10	2 und	\$ 890.000,00	\$ 1.780.000
Sistema Motriz	Motor-Reductor	Motorreductor cónico helicoidal de 5hp, vel.35 rpm, eje hueco ø60mm, FS=1.65, IP65, 220-440 VAC, 60HZ Ref: KAD88-K4-M100-L4	1 und	\$ 6.500.000,00	\$ 6.500.000
Sistema Hidraulico	Unidad	Unidad hidráulica caudal de la bomba de engranajes de 3GPM, presión de trabajo = 1000 psi. Con una válvula direccional para avance y retroceso de cilindros.	1 und	\$ 7.300.000,00	\$ 7.300.000
	Cilindro	Cilindros hidráulicos Ø2.5" de diámetro interno camisa, con vástago de Ø1.5" x 300mm de carrera.	2 und	\$ 1.200.000,00	\$ 2.400.000
TOTAL					\$ 45.050.954

Como resultado, la suma del total de dichos componentes se determinó en \$ 45.050.954, en el ANEXO 9 están contenidas las cotizaciones que se les hicieron a los proveedores, con el fin de poder realizar la Tabla 34.

7.2. Materiales y manufactura.

En esta sección se exponen las cantidades de materiales (perfiles y láminas) que se necesitan para poder fabricar el equipo. En la Tabla 35 se incluye las longitudes totales de los perfiles, las áreas

totales por espesor de lámina (donde se encuentran contenidas todas la figuras como son orejas, desarrollos de piezas plegadas, rigidizadores, etc. todo cortado en plasma de alta definición, excepto la lámina de 100mm que solo se puede cortar en oxiacetileno), su correspondiente peso y valor total en pesos colombianos (sin IVA) de acuerdo a la cotización de los proveedores que se encuentran en el ANEXO 9.

Tabla 35. Precios de Aceros, fuente Autor.

Descripción	Cantidad	Peso [kg]	\$/kg	Valor
Barra Perf Ø5" x Ø4" SAE-1518	0,2 m	7,16	2400	\$ 17.183
Barra Perf Ø6" x Ø4" SAE-1518	0,3 m	19,89	2400	\$ 47.732
Barra Red Ø1 1/4" AISI-1045	0,6 m	3,73	5000	\$ 18.645
Barra Red Ø2" AISI-1045	0,2 m	3,18	5000	\$ 15.911
Barra Red Ø4" AISI-1045	1,1 m	70,96	5000	\$ 354.807
C 6 x 8,2 A-36	4,0 m	48,8	2900	\$ 141.520
C 8 x 11,5 A-36	4,1 m	70,11	2900	\$ 203.319
IPE 120 A572GR50	2,0 m	20,8	2600	\$ 54.080
IPE 160 A572GR50	18,0 m	284,4	2600	\$ 739.440
L 2 x 2 x 1/4 A-36	8,0 m	38	2400	\$ 91.200
Lam 12 mm A572GR50	0,4 m ²	33,912	3300	\$ 111.910
Lam 25 mm A-36	0,2 m ²	39,25	2900	\$ 113.825
Lam 3 mm A-36	2,9 m ²	67,824	2900	\$ 196.690
Lam 32 mm A-36	0,2 m ²	45,216	2900	\$ 131.126
Lam 6 mm A-36	21,6 m ²	1017,36	2900	\$ 2.950.344
Lam 9 mm A572GR50	0,8 m ²	59,346	3300	\$ 195.842
Lam 100 mm A-36	2,5 m ²	1987,2275	2900	\$ 5.762.960
TOTAL				\$ 11.146.533

La suma total de aceros cortados dio un valor de \$ **11.146.533**, estos precios solo corresponden al corte de láminas y valor de perfiles completos. A continuación en la Tabla 36 se detallan los valores correspondientes a la manufactura de algunos materiales como son los mecanizados de ejes, barras perforadas y doblez de las láminas de la pluma.

Tabla 36. Precios de doblez y mecanizados, fuente Autor.

Descripción	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
Servicio doblez Lam 6mm x 0,5m x 6m	4 Und	\$ 20.000	\$ 80.000
Servicio doblez Lam 6mm x 0,23m x 0,7m	19 Und	\$ 5.000	\$ 95.000
Mecanizado eje traslación	1 Und	\$ 1.596.400	\$ 1.596.400
Mecanizado de clevis	6 Und	\$ 45.000	\$ 270.000
Mecanizado soporte porta bujes	2 Und	\$ 178.968	\$ 357.936
Mecanizado soporte punta rueda	2 Und	\$ 156.572	\$ 313.144
TOTAL			\$ 2.712.480

Para la manufactura total del equipo se toma el peso total de todas las piezas exceptuando los materiales de la Tabla 36 y se multiplica por el valor del kilogramo, esto debido a que la mayoría de talleres metal-mecánicos trabajan con base a este factor de **\$7200/kg**, en la Tabla 37 se relacionan los criterios del costos de manufactura.

Tabla 37. Evaluación de costos de manufactura del acero, fuente Autor.

Concepto	%	Valor Por Kg
Mano de Obra		\$ 3.105
Costos indirectos Fabricación		
Supervisión 7%	\$ 224	\$ 1.015
Control de Proyectos 5%	\$ 170	
Costos fijos de Producción 20%	\$ 621	
Consumibles + soldaduras		\$ 400
Preparación y Pintura		\$ 1.150
Ingeniería Fabricación 5%		\$ 155
Subtotal Costos		\$ 5.825
Desperdicio 5%		\$ 175
Subtotal		\$ 6.000
AIU 20%		\$ 1.200
Valor Final		\$ 7.200

De la Tabla 35, tenemos que el peso del acero es de **3713kg**, exceptuando las 5 primeras filas de dicha tabla, considerando esto, el valor total de manufactura será de **\$ 26.733.600** más IVA.

7.3. Montaje.

Para el montaje o ensamble total del sistema *Bag Conveyor*, se considera un valor **\$2800/kg**, según cotización del ANEXO 9. Considerando que todo el equipo pesa **4400kg** (Componentes y Aceros) el valor total para este rubro será de **\$ 12.320.000** más IVA.

7.4. Valor Total.

En la Tabla 38 se totaliza el valor del costo correspondiente a la fabricación del equipo.

Tabla 38. Valor total sistema Bag Conveyor, fuente Autor.

Descripción	Valor
Componentes	\$ 45.050.954
Acero	\$ 11.146.533
Mecanizados y dobles	\$ 2.712.480
Manufactura	\$ 26.733.600
Montaje	\$ 12.320.000
Varios (tornillería y otros)	\$ 1.500.000
TOTAL	\$ 99.463.567

CAPITULO VI

8. CONCLUSIONES Y TRABAJOS RECOMENDADOS.

8.1. Conclusiones.

Se logró el objetivo general del trabajo de grado, en cuanto a diseñar un sistema de transporte de tipo *Bag Conveyor* para cargue y descargue de bultos de producto granular de 50kg, siguiendo los lineamientos de la norma CEMA. Cada capítulo se abordó de acuerdo al procedimiento de diseño propuesto, cabe recalcar que este equipo por su naturaleza requiere de un alto conocimiento del manejo, comportamiento, y transporte de materiales.

En cuanto a los objetivos específicos, no obstante haber cumplido con los tres propuestos: definir los requisitos funcionales del equipo, formular una propuesta de diseño del equipo considerando aspectos estructurales y de control, y la estimación de costos de fabricación. Hay que advertir que la solución propuesta para resolver el problema planteado, no es la única, ya que influyen muchos factores externos que pueden ser abordados desde diferentes perspectivas. El equipo implementado, podrá ser modificado para mejorar la altura de descarga ya no en un camión sino en una bodega.

Un rasgo a tener en cuenta es que la totalidad de fórmulas usadas en los cálculos parten de principios académicos comprobados, que han sido corregidos por factores, resultado de las experiencias de los expertos en el manejo de materiales. No existe fórmula general única para el diseño mecánico de todos los transportadores existentes y por eso se debe tratar cada caso de manera individual, utilizando modelos existentes como guía a la hora de determinar cada sistema. Es por esto que a lo largo de toda la norma CEMA, ésta recomienda el asesoramiento con otros miembros de la institución y con los fabricantes de los accesorios, para que el diseño del equipo sea más confiable, teniendo en cuenta que constantemente se necesitara alguna mejora o ajuste una vez el equipo esté en operación.

Adicionalmente, existen programas de diseño capaces de desarrollar el planteamiento del equipo pero por el inconveniente mencionado anteriormente también son sensibles a cualquier alteración en la estructuración o estimación inicial. Los desarrolladores del software para el diseño de transportadores igualmente están en constante avance y actualización, así que se debe tener mucho cuidado a la hora de usarlos, analizando y contemplando todas las recomendaciones que puedan aportar los fabricantes.

El valor costo del sistema dio como resultado \$ 99.463.567 más IVA, este valor puede estar sujeto a cambios debido a las existencias de materiales en el mercado y a la disponibilidad que tengan los talleres para su fabricación.

8.2. Trabajos recomendados.

Se recomienda definir un proceso de fabricación de manera que garantice la implementación de las características especificadas en el diseño, para lograrlo se sugiere que las actividades anteriores sean realizadas por personal calificado y con mucha experiencia. Adicionalmente se aconseja que para el montaje del sistema *Bag Conveyor* se deben realizar las alineaciones y verificaciones pertinentes previas a las pruebas de campo considerando ensayos de puesta en marcha en vacío y con carga.

Se sugiere generar un protocolo de pruebas, tanto en vacío y con carga, donde se pueda verificar y registrar las velocidades de banda, de tambores, también las tensiones, temperaturas, potencia,

voltajes de control y fuerza, entre otros, asegurando que todos los ajustes requeridos estén dentro del margen y muy cercanos al teórico, validando así que los requisitos solicitados cumplan con el buen comportamiento del sistema en cuanto a la relación con las exigencias funcionales.

Se propone automatizar la banda transportadora, adicionando un PLC que permita controlar mediante otros sensores (como velocidad cero, sensores de desalinamiento de banda, sensores de proximidad, finales de carrera, entre otros) tareas o procesos específicos para una variedad de aplicaciones. Con esta recomendación se podrá ahorrar costos en mantenimiento, lograr el aumento considerable de la vida útil del equipo y también el incremento de rapidez a la hora de realizar alguna tarea. Un ejemplo claro puede ubicarse en el cargue y descargue, consiguiendo controlar automáticamente la altura de la pluma para el fácil recibo del saco por parte del operario. Otro caso puede ser que el trabajador tenga una distracción y no alcance a recibir el bulto, así el equipo instantáneamente podrá detener el movimiento de la banda transportadora evitando un derrame de material o un accidente.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] CONVEYOR EQUIPMENT MANUFACTURERS ASSOCIATION, Belt conveyors for bulk materials. Sixth Edition..
- [2] CEMA STANDARD NO. 402-2003 BELT CONVEYORS Unit Handling Conveyors, 2009.
- [3] Inagromecanica, *Manual Banda Telescópica TSPX24*, Cali, 2016.
- [4] CEMA APPLICATION GUIDE FOR UNIT HANDLING CONVEYORS.
- [5] CEMA B105.1-2003 Welded Steel Conveyor Pulleys.
- [6] BEER, F.P. JOHNSTON, E.R. De WOLF, J.T. Mechanics of Materials. Quinta edición., McGraw-Hill. .
- [7] «www.fpetricio.cl,» [En línea]. Available: http://www.fpetricio.cl/index.php?controller=attachment&id_attachment=39.
- [8] Conveyor Equipment Manufacturing Association. Belt Conveyor for Bulk Material 5ª Edition. USA 1997.
- [9] REGLAMENTO COLOMBIANO DE CONSTRUCCIÓN SISMO RESISTENTE, Bogotá D.C., 2010.
- [10] I. Muncie Power Products, Como funcionan los sistema hidraulicos, Indiana: Muncie Power Products, 2012.
- [11] «<http://www.alex.es/guia-tecnica/capacidad-de-carga/>,» [En línea]. Available: <http://www.alex.es/guia-tecnica/capacidad-de-carga/>.
- [12] «IEEE Standard for Funtional Modeling Language - Syntax and Semantic for IDEF0,» *IEEE Std 1320.1-1998*, 1998.
- [13] J. I. García Melo, Fundamentos del Diseño Mecánico, Cali, Colombia.: Universidad del Valle, 2014.
- [14] CEMA 502-2004 Troughing and Return Idlers.
- [15] TOPS_1-08_Att_2_Belt_Conveyors_Best_Practices.
- [16] INAGROMECHANICA, *Presentacion Inagromecanica S.A.S.*, Cali., 2016.