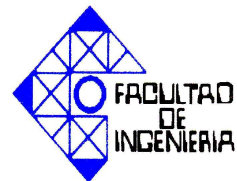




UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO ESPECIAL DE GRADO



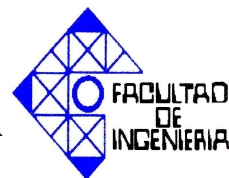
DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSPORTE PARA LATAS
PERTENECIENTE A UNA EMPRESA PRODUCTORA DE ENVASES
METÁLICOS.

Trabajo realizado por:
MARIGRET RAMOS PÁEZ
VICTOR ROBERTO FLORES GARRIDO

Bárbula, Noviembre 2008.



**UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSPORTE PARA LATAS
PERTENECIENTE A UNA EMPRESA PRODUCTORA DE ENVASES
METÁLICOS.**

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE AL ILUSTRE
UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

**Trabajo realizado por:
MARIGRET RAMOS PÁEZ
VICTOR ROBERTO FLORES GARRIDO**

Bárbula, Noviembre de 2008.

AGRADECIMIENTOS

Primeramente quiero agradecer a mi padre DIOS todo poderoso, por estar presente cada segundo de mi vida y por darme la fortaleza, la paciencia, el aliento, la esperanza, la humildad, la sabiduría y la inteligencia que he necesitado para poder realizar esta investigación. Y por poner en mi camino personas que han sido piezas claves para el logro de este trabajo. Sin ti no sería nadie en esta vida. ¡Mil Gracias a ti Señor!

Seguidamente agradezco a mis padres, por darme la vida y por ser unas personas admirables en todos los sentidos, gracias por estar apoyándome en cada paso de mi vida y por tenerme la paciencia y confianza necesaria; agradeciendo además todos los grandes valores que me han enseñado. Gracias a mis hermanas Marsi, Greysi y mi prima Andreína por su apoyo y solidaridad; a ti Carlos por estar a mi lado apoyándome y sobre todo por recordarme que siempre se debe tener la fe, esperanza y disposición para poder lograr las metas. A mi compañero de tesis por ser parte de este sueño.

Gracias a nuestra tutor Ing. Arístides Boada por ser una profesional íntegro y humilde, por su apoyo, además de sabernos guiar en esta investigación y disculpándome por la presión que le teníamos. Gracias a nuestro tutor empresarial Ing. Landy Roa por sus enseñanzas

Gracias a todos y que DIOS los bendiga.

Marigret Ramos

DEDICATORIA

- ✚ A Dios por permitirme dar este pequeño paso dentro de la vida y ser partícipe fundamental de esta nueva meta alcanzada.
- ✚ A mis Padres Abilia y Gilberto, por ser eje central de mi vida y fuente de inspiración en cada una de las cosas que hago. Espero vean este triunfo como suyo, porque sin ustedes nada de esto hubiese sido posible y se sientan orgullosos al ver que el esfuerzo de años de trabajo, cariño y dedicación está dando sus frutos. **Los quiero mucho.**
- ✚ A mis Hermanas Marsi y Greisy, por participar de una u otra manera en este triunfo. Son mi inspiración y mi ejemplo a seguir. **Las quiero mucho.**
- ✚ A Carlos, mi amor gracias por estar siempre pendiente y dispuesto a dar un consejo, que en algunos casos son más importantes que cualquier otra ayuda.
- ✚ A mi abuela Matilde y los que están ausentes, para que disfruten de este logro; porque fueron parte importante de lo que hoy en día soy, es por ello que se merecen que les regale este y cada uno de los triunfos que espero cosechar a lo largo de la vida.
- ✚ A mis Tíos María y Pedro González, por el apoyo y los consejos durante toda mi carrera.
- ✚ A mis primos Andreína y Pedro, por ser fuente de inspiración para lograr todas las metas propuestas.

Marigret Ramos

AGRADECIMIENTOS

- A Dios por darme la vida; y la oportunidad de alcanzar esta nueva meta, colocando siempre en el camino las herramientas necesarias para crecer dentro de este mundo cada día mas complejo; a su vez por iluminarme en aquellos momentos donde el camino se torna dificultoso, para no abandonar la lucha y darme la capacidad de desechar en el momento preciso las cosas malas ó no beneficiosas para el desarrollo de una vida llena de satisfacciones.
- A mis Padres Xiomara y Eduardo, por traerme al mundo y llenar mi vida de amor, alegría, consejos y regaños en el momento adecuado. Por hacerme comprender que por fáciles que se puedan obtener las cosas siempre hay que luchar y hacerse merecedores de las mismas; se que toda una vida no será suficiente para agradecerles todo lo que me han dado y la mejor manera de retribuirles el esfuerzo realizado, es hacer lo posible para colmar sus vidas de satisfacciones y así demostrarles que su esfuerzo no ha sido en vano. Siempre serán mi ejemplo a seguir y espero no defraudarlos nunca... Dios los bendiga, **LOS AMO con todo el alma!!!**
- Andrea Daniela Flores Garrido te agradezco todo el amor, apoyo y tolerancia que me ofreces, gracias por compartir conmigo toda una vida llena de alegrías, y por ser siempre un punto de apoyo en los momentos que he necesitado. Eres una fuente de inspiración y me has enseñado a hacer las cosas cada día mejor, y hoy demuestro que para alcanzar las metas solo hay que proponérselas y afrontar los retos con responsabilidad. Tu y solamente tú sabes lo mucho que **TE AMO!!!**
- A abuelas por todos los consejos y por toda la paciencia que me tiene las quiero!....
- A una persona que ha significado un apoyo importante en esta última etapa de mi carrera gracias por existir y apoyarme siempre, Kaly Fong Love Ya!!!

- A mi Tía NANA aunque no estés presente se que desde arriba me estás viendo, apoyándome y guiándome por un buen camino, siempre estarás presente en mi vida te recuerdo y te amo gracias por existir!...
- A toda mi familia por igual, por apoyarme de una u otra forma a lo largo de mi vida; por siempre hacerme sentir importante y querido. Estaré eternamente agradecido por su apoyo **Gracias!!!**
- A todos mis amigos y primos, por estar siempre en los bueno y malos momentos. Siempre estaré en deuda con ustedes por todo el apoyo que me han ofrecido y por todas las rumbas que formaron parte de esta etapa de mi vida...
- A la Empresa Cervecería Polar C.A - Planta Superenvases, por darme la oportunidad de realizar este proyecto y aprender muchas cosas que los libros no dicen y que solo se pueden aprender estando en el campo laboral. Al señor Landy Caro por sus consejos, por estar dispuesto a escuchar propuestas y tender siempre la mano más que como un jefe como un amigo.
- A mi tutor Ing. Arístides Boada por todo el apoyo prestado para la realización del proyecto y por estar siempre abiertos en los momentos que fueron necesarios sus consejos y opiniones. **Gracias por todo!!!**
- A mi tío Rafael por darme la oportunidad de realizar esta investigación y por todo el apoyo y la comprensión ofrecida. **Gracias por todo!!!**

Mil Gracias!!!

DEDICATORIA

- Dios a ti te dedico este logro que significa una la culminación de una etapa de mi vida, gracias a tu sabiduría me pusiste en el camino correcto me diste fortaleza para afrontar los problemas y tener la constancia necesaria para cumplir esta meta.
- A mis padres les dedico este proyecto que con mucho esfuerzo y constancia logre concretar, saben que gracias a ustedes soy el Ingeniero Víctor Roberto Flores Garrido, les dedico esto y toda mi vida. De aquí en adelante en esta nueva etapa de mi vida hare lo necesario para retribuirles todo los esfuerzos y sacrificios que han hecho por mí.
- Les dedico este logro a toda mi familia y amigos, cada uno de ustedes de una u otra forma ayudaron a ser quien soy y a cumplir las metas que me he propuesto.
- Hermana te dedico mi tesis date cuenta que el esfuerzo y la constancia dan buenos resultados.
- A ti tía nana te dedico este logro, se que te hubiese gustado estar presente aquí para celebrarlo te encomiendo esta nueva etapa que comienzo y sé que me seguirás guiando por el buen camino.

RESUMEN

Con la finalidad de mejorar el ambiente de trabajo, reducción de costos por mantenimiento y basándose en las políticas de la empresa, que busca mejorar la calidad del producto final y hacer los procesos más eficientes con el pasar de los años, es que se da inicio al desarrollo de presente proyecto que consistió en la realización del diseño de un sistema de transporte de latas para una empresa productora de envases metálicos. Para ello fue necesario diagnosticar la situación actual de los transportadores y del sistema de drenaje de lubricante, que permitió el plantear alternativas para la solución tanto de recolección de lubricante como para el traslado de latas por medio de transportadores, y posteriormente realizar el diseño de la mejor solución, concluyendo con la realización de la factibilidad económica. El presente proyecto se justificó por la utilidad práctica, relevancia en la calidad del ambiente de trabajo, por su conveniencia y en base a los beneficios que genera. El proyecto se desarrolla siguiendo la metodología de diseño, resumida en los siguientes pasos: Estudio de la situación problemática, recolección de la información bibliográfica y de campo, planteamiento del problema; donde se indica: Información inicial, situación problemática. Seguidamente se plantean: Especificación del sistema a diseñar, búsqueda de la solución (alternativas de solución), toma de decisión (escogencia de la mejor solución) y especificación de la mejor solución (especificación del sistema diseñado). Cabe destacar que para lograr los objetivos planteados se realizaron entrevistas no estructuradas y la observación directa.

INDICE GENERAL

Contenido	Pág
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I. EL PROBLEMA.....	5
1.1 Planteamiento del problema.....	5
1.2. Objetivos.....	13
1.2.1. Objetivo general.....	13
1.2.2. Objetivos específicos.....	13
1.3. Justificación.....	14
1.4. Limitaciones.....	14
1.5. Delimitaciones.....	15
CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO.....	17
2.1. Antecedentes de la investigación.....	18
2.1.1. Razón social y antecedentes de la empresa.....	18
2.1.1.1 Reseña histórica... ..	18
2.1.1.2 Visión.....	22
2.1.1.3. Estrategia del negocio.....	22
2.1.1.4. Valores.....	22
2.1.1.5 Políticas de calidad.....	24
2.1.1.6 Objetivos de calidad.....	24
2.1.1.7 Estructura y unidades organizacionales.....	25
2.1.1.8 Descripción del área de estudio.....	26
2.2. Antecedentes de otras investigaciones.....	27
2.3. Bases Teóricas.....	29
2.3.1 Campo e importancia del desplazamiento de envases.....	29

2.3.2. Ventajas del desplazamiento de envases.....	29
2.3.3. Principios para el desplazamiento eficiente de envases.....	30
2.3.4. Transportadores.....	32
2.3.4.1. Sistemas que trabajan por gravedad.....	33
2.3.4.2. Transportadores accionados mecánicamente.....	35
2.3.5. Criterios generales para el diseño de sistemas de elevación y transporte.....	39
2.3.6. Fluidos ideales.....	40
2.3.7. Ecuación de la continuidad.....	41
2.3.8. Ecuación de Bernoulli.....	42
2.3.9. Flujo isotérmico en conductos circulares; ecuación de poiseuille.....	44
2.3.10. Región de flujo desarrollado hidrodinámicamente.....	46
2.3.10.1. La fuerza de rozamiento.....	46
2.3.11. Teoría de la tensión tangencial máxima (Criterio de Tresca).....	50
2.3.12. Teoría de la máxima energía de distorsión (Criterio de Von Mises).....	50
2.3.13. Flechas y ejes solo en flexión y torsión.....	51
2.3.14. Materiales frágiles.....	53
2.3.15. Teoría del máximo esfuerzo normal.....	53
2.4. Definición de términos básicos.....	54
CAPITULO III. MARCO METODOLÓGICO.....	59
3.1. Nivel de investigación.....	60
3.2. Diseño de investigación.....	62
3.3. Técnicas de recolección de datos.....	64
CAPÍTULO IV. CÁLCULOS.....	65
4.1. Propiedades de los envases a transportar.....	66
4.2. Propiedades del lubricante.....	66

4.2.1. Ventajas.....	66
4.3. Situación actual del proceso de drenaje y transporte del lubricante.....	68
4.3.1. Viscosidad cinemática del lubricante.....	71
4.3.2. Viscosidad dinámica del lubricante.....	72
4.3.3. Peso específico del Agua.....	72
4.3.4. Peso específico del lubricante.....	73
4.3.5. Dimensiones del depósito.....	73
4.3.5.1. Volumen del depósito.....	74
4.3.5.2. Área del depósito.....	74
4.3.6. Rapidez de cambio de masa dentro del depósito.....	75
4.3.7. Velocidad del lubricante.....	77
4.3.8. Número de Reynolds (Re).....	78
4.3.9. Pérdidas por carga.....	79
4.4. Posibles soluciones para la recolección del lubricante.....	81
4.4.1. Posible solución N° 1.....	81
4.4.2. Posible solución N° 2.....	83
4.4.3. Posible solución N° 3.....	85
4.4.4. Cuadro comparativo para la selección de la mejor alternativa.....	88
4.5. Selección de la mejor solución para la recolección del lubricante.....	89
4.5.1. Diseño del sistema de recolección de lubricante.....	89
4.5.2. Análisis de resultados.....	98
4.6. Posibles soluciones para el transporte de latas.....	99
4.6.1. Posible solución N ° 1.....	99
4.6.2. Posible solución N° 2.....	101
4.6.3. Posible solución N° 3.....	104
4.7. Selección de la mejor solución para el transporte de latas.....	107

4.8. Calculo del ángulo de volcamiento (α_v).....	108
4.9. Elevaciones parciales de los transportadores en el recorrido de los envases	108
4.10. Diseño del transportador N° 1.....	108
4.10.1. Selección de la banda transportadora.....	110
4.10.2. Carga del producto.....	110
4.10.3. Peso de la banda.....	111
4.10.4. Factor de fricción.....	111
4.10.5. Longitud del transportador.....	112
4.10.6. Tracción de la banda.....	112
4.10.7. Factor de servicio.....	114
4.10.8. Tracción ajustada de la banda.....	114
4.10.9. Velocidad del transportador.....	115
4.10.10. Factor de temperatura.....	116
4.10.11. Relación velocidad/longitud.....	116
4.10.12. Selección del engranaje.....	117
4.10.13. Factor de resistencia.....	117
4.10.14. Resistencia nominal de la banda.....	118
4.10.15. Resistencia de la banda.....	118
4.10.16. Separación máxima entre los engranajes del eje motriz.....	119
4.10.17. Carga total del eje.....	119
4.10.18. Deflexión de eje motriz.....	120
4.10.19. Par torsor del eje.....	121
4.10.20. Potencia de accionamiento de la banda.....	122
4.10.21. Potencia del motor.....	122
4.11. Diseño del transportador N° 2.....	123
4.11.1. Selección de la banda transportadora.....	123

4.11.2. Peso de la banda.....	124
4.11.3. Longitud de la banda transportadora.....	125
4.11.4. Tracción de la banda.....	126
4.11.5. Tracción ajustada de la banda.....	127
4.11.6. Resistencia nominal de la banda.....	127
4.11.7. Relación velocidad/longitud.....	128
4.11.8. Selección del engranaje.....	128
4.11.9 Factor de resistencia.....	128
4.11.10. Resistencia de la banda.....	129
4.11.11. Separación máxima entre los engranajes del eje motriz.....	129
4.11.12. Carga total del eje.....	130
4.11.13. Deflexión de eje motriz.....	130
4.11.14. Par torsor del eje.....	131
4.11.15. Potencia de accionamiento de la banda.....	131
4.11.16. Potencia del motor.....	132
4.12. Diseño del transportador N° 3.....	132
4.12.1. Longitud de la banda transportadora.....	133
4.12.2. Tracción de la banda.....	134
4.12.3. Tracción ajustada de la banda.....	134
4.12.4. Resistencia de la banda.....	134
4.12.5. Separación máxima entre los engranajes del eje motriz.....	134
4.12.6. Carga total del eje.....	135
4.12.7. Deflexión de eje motriz.....	135
4.12.8. Par torsión del eje.....	135
4.12.9. Potencia de accionamiento de la banda.....	136
4.12.10. Potencia del motor.....	136

4.12.11	Análisis de resultados.....	136
4.13.	Barandillas.....	136
4.14.	Soporte para barandillas.....	138
4.15.	Anillos de retención.....	138
4.16.	Guías de deslizantes.....	139
4.17.	Rodillos de retorno.....	140
4.18.	Guías de ida y de retorno para transportadores curvos.....	140
4.19.	Placa Inactiva.....	141
4.20.	Bandeja de recolección.....	142
4.21.	Holgura catenaria.....	143
4.22.	Selección de los ejes de las bandas transportadoras.....	145
4.23.	Selección de rodamientos y soportes de rodamientos.....	146
4.24.	Selección de motores.....	146
4.25.	Estructura del sistema.....	147
CAPÍTULO V. FACTIBILIDAD ECONÓMICA.....		149
5.1.	Inversión inicial.	150
5.2.	Costos operacionales.	152
5.2.1.	Consumo eléctrico.	152
5.2.2.	Costo por mantenimiento.	154
5.3.	Análisis de resultados.....	154
CONCLUSIONES.....		157
RECOMENDACIONES.....		159
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....		161
APENDICES.....		164
APENDICE A. CÁLCULOS TÍPICOS.....		165
A1.	Cálculo de pérdidas, Reynolds y Velocidad por tramos de tuberías.....	165

APENDICE B. DISEÑO DE EJES.....	170
B.1. Diseño del eje transportador N° 1.....	171
B.2. Diseño del eje transportador N° 2.....	175
B.3. Diseño del eje transportador N° 3.....	190
APÉNDICE C. SELECCIÓN DE RODAMIENTO.....	197
C.1. Selección del diámetro del rodamiento.....	197
APÉNDICE D. SELECCION DE MOTOR.....	207
D.1. Selección de motor.....	207
APÉNDICE E. ESTRUCTURA DE SOPORTE.....	209
E.1. Selección de estructuras.....	210
E.2. Selección de travesaños.....	210
E.3. Selección de vigas.....	215
E.4. Selección de columnas.....	219
ANEXOS.....	225

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura		Pag
Figura 1	Diagrama del proceso productivo área de cuerpos.....	8
Figura 2	Entrada a la línea de producción.....	9
Figura 3	Fosa en la cual se acumula mucha suciedad y desperdicio del proceso.....	10
Figura 4	Fosa recolectora de aceite, zona sucia, de difícil acceso, contaminante y de riesgo.....	11
Figura 5	Transportadores actuales.....	12
Figura 6	Estructura organizativa.....	25
Figura 7	Estructura organizativa del departamento de producción cuerpos.....	26
Figura 8	Transportadores por gravedad.....	34
Figura 9	Transportadores por gravedad.....	34
Figura 10	Transportadores magnéticos.....	38
Figura 11	Continuidad.....	42
Figura 12	Isotaquias de velocidades en la región de entrada.....	46
Figura 13	Región de fluido desarrollado para la ecuación de Poiseuille.....	47
Figura 14	Distribución del coeficiente de cortadura y disipación de energía.....	49
Figura 15	Base para la ecuación de diseño de ejes para tensión por esfuerzo de flexión inversa sucesiva y tensión por esfuerzo de corte por torsión.....	52
Figura 16	Tensiones principales.....	54
Figura 17	Detalle de tubería y maquinaria	69
Figura 18	Distribución de las tuberías en la actualidad.....	70
Figura 19	Situación actual.....	71
Figura 20	Detalle de depósito.....	73
Figura 21	Posible solución N ° 1 para la recolección de aceite soluble.....	82
Figura 22	Posible solución N ° 2 para la recolección de aceite soluble.....	85
Figura 23	Posible solución N ° 3 para la recolección de aceite soluble.....	87
Figura 24	Detalle de depósito.....	90

Figura 25	Detalle de depósito.....	92
Figura 26	Dimensiones del nuevo depósito.....	96
Figura 27	Tubería recolectora de lubricante de las cortadoras.....	97
Figura 28	Posible solución N° 1 para el transporte de latas.....	100
Figura 29	Posible solución N° 2 para el transporte de latas.....	102
Figura 30	Posible solución N° 3 para el transporte de latas.....	104
Figura 31	Transportador N° 1.....	109
Figura 32	Latas por metro de banda.....	110
Figura 33	Fuerza de tracción en el movimiento de las latas.....	112
Figura 34	Transportador N° 2.....	124
Figura 35	Transportador N° 3.....	133
Figura 36	Detalle de barandillas.....	137
Figura 37	Detalle del soporte para las barandillas.....	138
Figura 38	Anillos de retención.....	138
Figura 39	Guías deslizantes.....	139
Figura 40	Detalle de rodillos de retorno.....	140
Figura 41	Detalle de guía para transportador curvo.....	141
Figura 42	Detalle de placa inactiva.....	142
Figura 43	Detalle de la bandeja de recolección.....	143
Figura 44	Detalle de la catenaria.....	144

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA	Pág.
Tabla 1 Propiedades de los envases.....	66
Tabla 2 Propiedades del lubricante.....	67
Tabla 3 Pérdida por carga, Reynolds y velocidad de lubricante por tramos de tubería.....	80
Tabla 4 Comparación de ventajas y desventajas de la solución N° 1 para la recolección de aceite soluble.....	83
Tabla 5 Comparación de ventajas y desventajas de la solución N° 2 para la recolección de aceite soluble.....	84
Tabla 6 Comparación de ventajas y desventajas de la solución N° 3 para la recolección de aceite soluble.....	86
Tabla 7 Comparación de soluciones para el sistema de recolección de lubricante.....	88
Tabla 8 Ventajas y desventajas para la solución N° 1 para el transporte de latas.....	101
Tabla 9 Ventajas y desventajas de la solución N° 2 para el transporte de latas.....	103
Tabla 10 Ventajas y desventajas de la solución N° 3 para el transporte de latas.....	105
Tabla 11 Comparación de soluciones para el sistema de transporte de latas.....	106
Tabla 12 Propiedades del material de los transportadores (Serie 900).....	109
Tabla 13 Propiedades del material de los transportadores (Serie 2600).....	123
Tabla 14 Costos de adquisición de equipos.....	150

INTRODUCCIÓN

El constante flujo de producción en una empresa productora de latas depende de innumerables procesos para el manejo de materiales, con frecuencia incluyen mecanismos individuales que mueven casi todas sus cargas con transportadores mecánicos (por lo general con elevadores verticales y transportadores de tornillos para el tránsito horizontal). Si el manejo de materiales no es tratado adecuadamente por la empresa, genera un incremento en sus costos de producción y, por ende, una disminución de su rentabilidad.

En la actualidad, la conservación del medio ambiente tiene mayor relevancia a nivel industrial, ya que deben cumplir con ciertos requerimientos que garanticen que sus procesos no contaminen al medio donde interactúan. Por otra parte, las políticas de la empresa se basan en las mejoras, tanto de producción, como del ambiente de trabajo. Por lo tanto, se decide realizar el estudio y la factibilidad de un nuevo sistema de transporte de latas de la empresa Superenvases – Envalic C.A.

El diseño implica la transformación del sistema de transporte existente, en la cual se encuentran definidas cada una de las variables involucradas, tales como: el flujo de producto a transportar, la velocidad del flujo de latas, espacio requerido para el diseño, aceite soluble (lubricante) a recolectar, entre otros. Por lo tanto, consiste en determinar, por medio de un estudio completo, las variables o aquellos parámetros generales que intervienen directamente e indirectamente, en ciertos cambios de las condiciones de operación de la planta. Además, de verificar, por medio de cálculos, las longitudes y disposición del nuevo sistema de transporte, velocidad y caudal de trabajo, eliminación de fosas recolectoras de aceite soluble, así como también, el

cálculo del nuevo sistema de recolección; todo esto proporciona una solución a la problemática que se presenta actualmente en la empresa.

Para el desarrollo del presente trabajo de grado, se estructuraron cinco capítulos en los cuales se busca dar al lector un conocimiento amplio de la situación problemática planteada, comenzando por suministrar una información inicial detallada, hasta evaluar la factibilidad económica del sistema diseñado. El contenido de cada uno de estos capítulos se detalla a continuación:

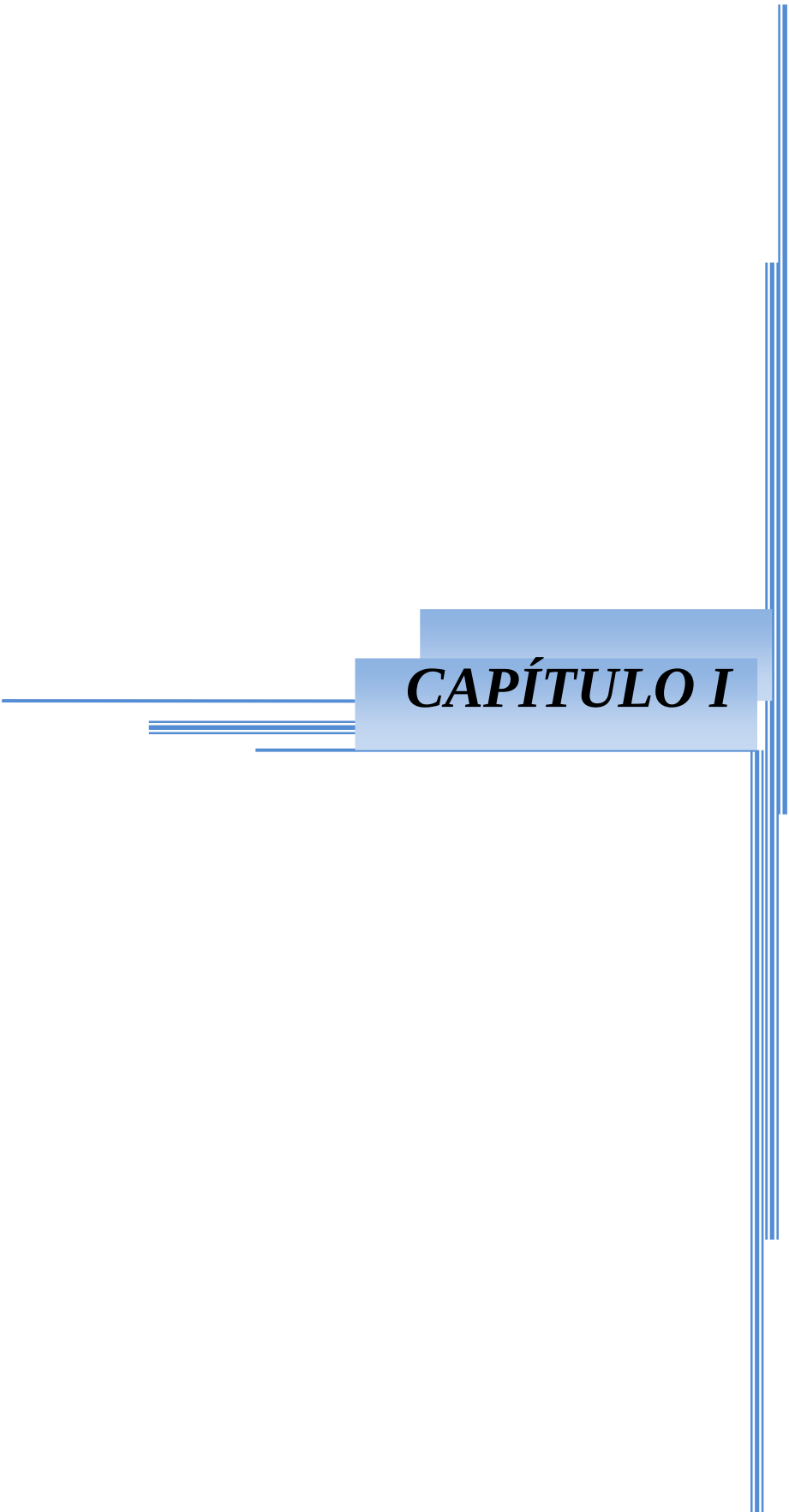
Capítulo I, Planteamiento del problema: Contiene una breve descripción del proceso de producción del producto, presentación detallada de todo lo que caracteriza al problema y las condiciones necesarias en la formulación del problema.

Capítulo II, Marco teórico: Ese capítulo presenta trabajos de investigación previos a este, con la finalidad de adquirir herramientas que puedan ayudar a resolver el problema planteado. Además, se expone una reseña teórica correspondiente a los sistemas de transporte de latas.

Capítulo III, Marco metodológico: Este capítulo presenta el tipo de investigación de acuerdo a los objetivos planteados. Así como también la metodología de diseño utilizada para el cálculo de los parámetros que proporcionan la solución.

Capítulo IV, Cálculos: Este capítulo presenta todos los cálculos necesarios para dar solución al problema planteado, y se suministran los resultados obtenidos a lo largo de la investigación además de los criterios a partir de los cuales se lograron los mismos.

Capítulo V, Factibilidad Económica: En este capítulo se demuestra que el sistema que ha sido diseñado es rentable y permite conocer en cuanto tiempo se recupera la inversión inicial para la implementación del proyecto.

A decorative graphic consisting of several horizontal and vertical blue lines of varying thicknesses, intersecting at the center. Two light blue rectangular blocks are positioned horizontally, one above the other, with the text 'CAPÍTULO I' centered between them.

CAPÍTULO I

1. CAPITULO I.

EL PROBLEMA.

1.1. Planteamiento Del Problema.

La empresa Superenvases Envalic, C.A., hoy en día cuenta con dos líneas de producción de envases (L-1, L-3) que operan de forma independiente y dos líneas de fabricación de tapas. Utilizan como materia prima el aluminio, que presenta las siguientes características: liviano, maleable, efectiva protección al producto envasado, permite el rápido enfriamiento del líquido que contiene, ecológico, reciclable y atractivo por las posibilidades decorativas.

El proceso de fabricación de envases se inicia a partir de láminas de aluminio embobinadas, las cuales son colocadas en un carro de bobina (coil car), que maximiza las capacidades de carga de bobina y minimiza el tiempo de cambio. Inmediatamente es realizado el montaje en una desbobinadora la cual alimentará a una prensa de copas, donde se efectúa la primera fase del proceso cuando la lámina de aluminio toma la forma de copa.

Una vez formada la copa se lleva a cabo el proceso de embutido por medio de las máquinas Standum y D&I, donde el envase toma la forma requerida, luego el envase pasa por una máquina cortadora (trimmer), donde se elimina el borde filoso e irregular, producto del embutido.

En el proceso de embutido y corte, es necesario un rocío de lubricante (Aceite soluble) sobre la superficie de la lata, esto se usa para minimizar la fricción evitando el sobrecalentamiento que pudiera afectar las propiedades mecánicas de los envases,

tales como: la deformación del aluminio, el desgaste de la máquina embutidora y cortadora, entre otros.

En las embutidoras, el lubricante cae por la acción de la gravedad a un depósito, pequeño tanque, que permite al operario inspeccionar visualmente la existencia de lubricación durante el proceso, luego es conducido por una tubería desde el depósito hasta un tanque recolector. Actualmente se observa que el caudal del lubricante es superior a la capacidad del depósito, trayendo como consecuencia que este se rebose.

El lubricante en las máquinas cortadoras (trimmer) es trasladado por medio de una tubería acoplada directamente, desde la cortadora hasta el tanque recolector, por la acción de la gravedad.

Ahora bien, estas tuberías recolectoras de aceite soluble, tanto las de las máquinas embutidoras, como la de las máquinas cortadoras, están dispuestas de tal forma que conducen el lubricante hasta un tanque recolector, con la finalidad de reutilizarlo aplicándole un proceso de filtrado para la eliminación de impurezas y de esta forma lograr una disminución en los costos de producción.

Una vez formados los envases, estos son trasladados mediante una banda transportadora que se encuentra dentro de una fosa, por debajo del nivel del piso. En una parte de su recorrido, los envases se trasladan a un nivel superior, donde se realizará el proceso de lavado.

Esta elevación se efectúa por medio de un sistema de elevación de vacío, unidad de succión de vacío, en el cual se aplica un tratamiento químico y térmico mediante el lavado de latas, para eliminar todas las impurezas producto del embutido

y corte, además evitando la interacción química entre el alimento y el envase, generando como sub-producto un envase con una superficie limpia y lisa.

Este sistema de elevación por vacío ocasiona que todo el lubricante que no se ha terminado de escurrir de los envases sea succionado por éste, generando una fuerte contaminación en las tuberías de succión y en el techo de la planta.

Cabe destacar que en la fosa, se acumulan latas que han caído durante el proceso, esto, sumado al lubricante va generando un proceso de descomposición, trayendo como consecuencia la proliferación de bacterias y malos olores, haciendo más difícil las tareas de mantenimiento y además impidiendo que el lubricante llegue completamente al tanque recolector.

Posteriormente, la lata pasa por un proceso de decoración y barnizado, donde se le coloca la etiqueta que identifica el producto envasado, este no debe entrar en contacto directo con el aluminio, por lo tanto al envase se le aplica un barniz interno sanitario el cual es curado a temperaturas superiores a los 270 ° C.

Por último al envase se le aplica una deformación en frío en el borde, para efectuar la reducción de cuello y formación de pestaña, la cual es vital para el proceso de “doble cierre”, proceso que efectúa el cliente, luego de haber llenado el envase con el producto.

Durante todas las diversas etapas del proceso existen, a su vez, procesos de inspección de variables y atributos del producto, los cuales se ejecutan de acuerdo a un “plan de inspección y ensayo”, declarado en el manual de calidad de la empresa en el proceso de seguimiento y medición del producto.

A continuación se presenta un diagrama de procesos donde se observa el flujo de envases a través de las diferentes estaciones de producción.

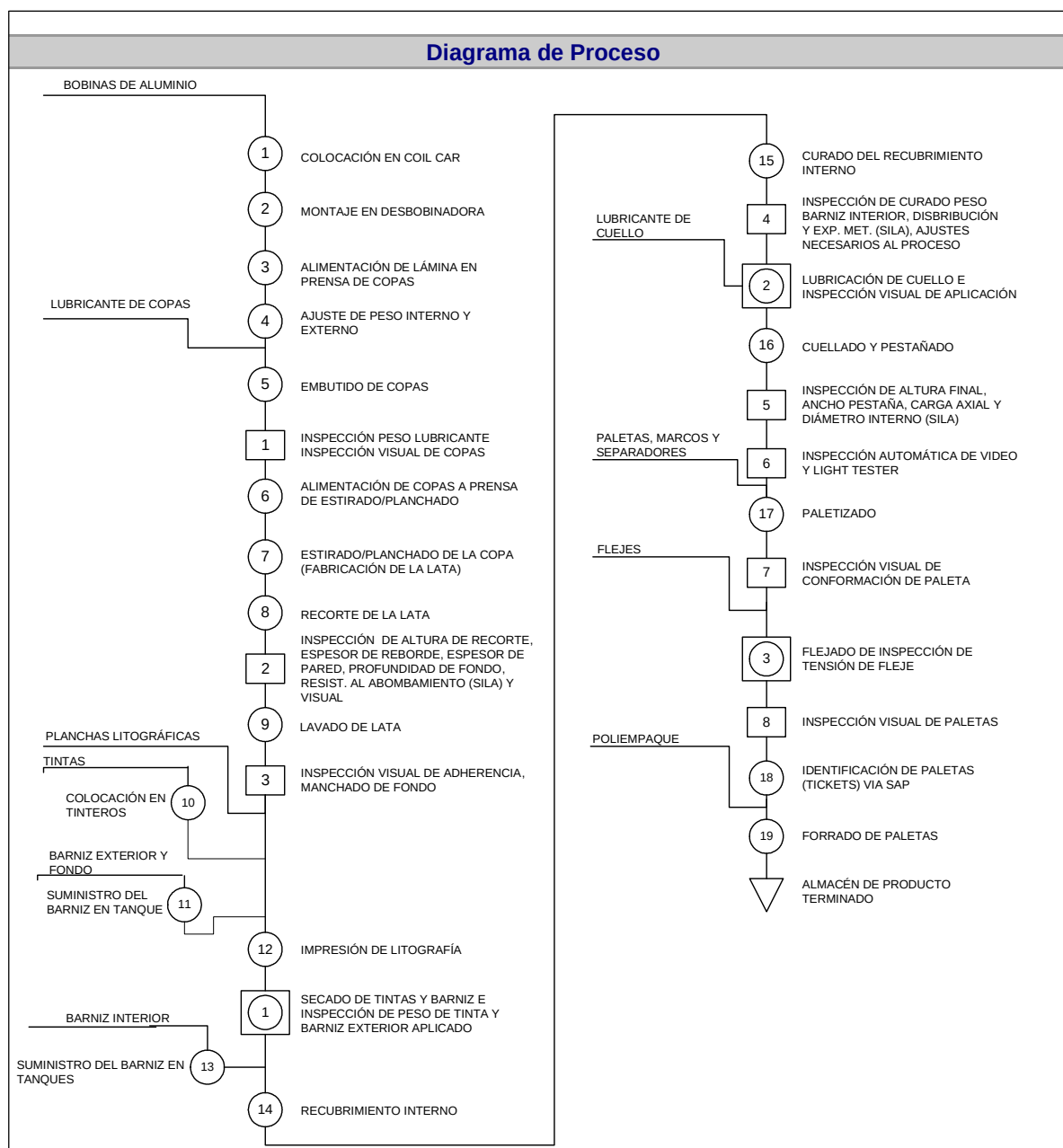


Figura N° 1. Diagrama del proceso Productivo Área de Cuerpos. Fuente: Superenvases Envalic.

Debido a todos los aspectos descritos anteriormente se considera necesario eliminar la fosa recolectora de lubricante, así como también eliminar la unidad de succión de vacío. Para la realización de estos cambios se debe realizar el diseño de un nuevo sistema de transportación de latas, y de esta forma obtener un proceso operativo con mayor eficiencia y mejores condiciones en el ambiente de trabajo.



Figura N° 2. Entrada a la línea de producción, debajo de esta plataforma se encuentra la fosa recolectoras de lubricante. Fuente: Superenvases Envalic.



Figura N° 3. Fosa en la cual se acumula mucha suciedad y desperdicio del proceso. Fuente: Superenvases Envalic.



Figura N° 4. Fosa recolectora de aceite, zona sucia, de difícil acceso, contaminante y de riesgo.

Fuente: Superenvases Envalic.



Figura N° 5. Transportadores actuales. Fuente: Superenvases Envalic.

1.2. Objetivos de la investigación.

1.2.1 Objetivo General.

Diseñar el sistema de transporte de latas húmedas de una empresa productora de latas.

1.2.2 Objetivos Específico.

1.- Diagnosticar el proceso de drenaje para el lubricante y el transporte de latas.

2.- Generar alternativas de solución para la recolección y el drenaje del lubricante.

3.- Diseñar un sistema para la recolección y el transporte del lubricante.

4.- Generar alternativas de solución para el transporte de latas.

5.- Diseñar el sistema de transporte que permita elevar las latas al nivel superior.

6.- Realizar un estudio de factibilidad económica.

1.3. Justificación

La empresa tiene como políticas el mejoramiento de sus procesos y del producto final, por lo cual, actualmente, requiere reducir la contaminación que ella produce. Por lo tanto, se debe llevar a cabo la eliminación de la fosa recolectora de lubricante, así como también del sistema de elevación de vacío unidad de succión de vacío.

Las razones que justifican el desarrollo del proyecto son las siguientes:

- Eliminar la contaminación producida por la planta.
- Eliminar la fosa y recolectar el lubricante, y de esta forma se eliminan los posibles riesgos causados por la exposición del lubricante a los trabajadores de la empresa.
- Mejorar las condiciones de trabajo para los operarios de mantenimiento del sistema de transporte.

1.4. Limitaciones.

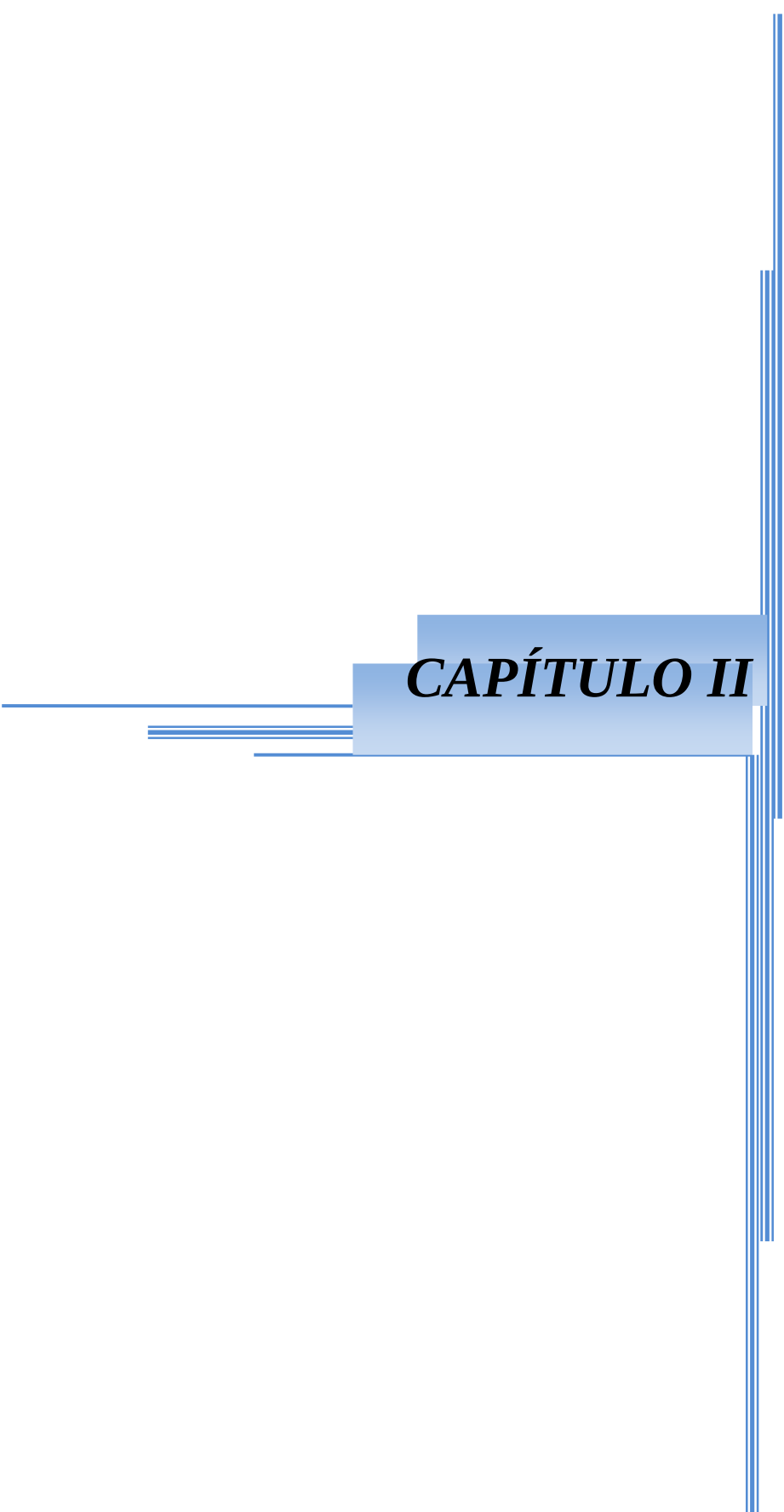
Para el diseño del sistema de transporte de los envases dentro de la planta es necesario tener en cuenta algunos factores que limitan el desarrollo del proyecto como tal. Entre las limitantes se tiene:

- **Tiempo:** El tiempo es un factor importante en el desarrollo de este proyecto puesto que el mismo tiene un periodo estipulado de elaboración, lo cual restringe la búsqueda de información, mayor asesoramiento y realización del diseño.
- **Espacio Físico:** Según el departamento de producción de la planta, la posición actual de las máquinas para el conformado de latas debe ser la misma luego de la implementación del diseño, por ser ésta la distribución más adecuada para cumplir con las normas de seguridad para el personal que labora dentro de la empresa ante situaciones de emergencia y el continuo tráfico existente por las zonas adyacentes a estas instalaciones.
- **La empresa:** Los horarios de visitas para la inspección, toma de datos, u otros factores necesarios para la realización del proyecto son limitados por la empresa según sus políticas y disponibilidad.
- **Obtención de información:** durante el desarrollo de este proyecto, específicamente en la obtención de información técnica, se tuvo una evidente dependencia de los proveedores, debido a la poca receptividad entre los disponibles.

1.5 . Delimitaciones.

Con el presente trabajo se busca solo la realización del diseño del sistema que transporte los envases desde el proceso de conformado de latas hasta la entrada al proceso de lavado. Para ello se eliminara solo la fosa recolectora de lubricante y el

sistema de elevación de vacío unidad de succión de vacío sin alterar o modificar maquinarias y dispositivos del proceso, solo se modificará el sistema de transporte como tal.

A decorative graphic consisting of several horizontal and vertical blue lines of varying thicknesses, intersecting at the center. Two light blue rectangles are positioned horizontally, one above and one below the text.

CAPÍTULO II

2. CAPITULO II.

MARCO TEÓRICO.

2.1. Antecedentes de la investigación.

En esta sección se presentan los antecedentes de la empresa así como también investigaciones previas que vinculan directamente el motivo de este proyecto.

2.1.1. Razón social y antecedentes de la empresa.

La empresa Cervecería Polar, C.A – Planta Superenvases se encuentra ubicada geográficamente en la Av. Henry Ford, Zona Industrial II Sur, de la Ciudad de Valencia, Estado Carabobo, ciudad Industrial de Venezuela. Esta planta pertenece a la corporación Cervecería Polar, líder en los mercados nacionales de bebidas y alimentos, específicamente, la empresa está adscrita a la Unidad Estratégica de Negocios de Cerveza y Malta.

2.1.1.1. Reseña Histórica.

La dirección nacional de comunicación y medios de Empresas Polar (2007) indica que:

“El negocio de cerveza y Malta de Empresas Polar es operado por Cervecería Polar líder en los rubros de cerveza y malta, manteniendo una participación del mercado local del 75% en cervezas y el 90% del consumo de maltas. En el ámbito mundial está catalogada como una de las empresas cerveceras más importantes del mundo.

Con una capacidad instalada de 200 millones de litros mensuales, Cervecería Polar satisface la demanda de sus productos en el ámbito nacional e internacional. Cuenta con cuatro plantas de producción ubicadas en puntos estratégicos de la geografía venezolana. Todas las instalaciones están dotadas de la más avanzada tecnología cervecera, lo cual ha permitido establecer rigurosos controles en todas las etapas del proceso. Las marcas principales de cervecería polar son las cervezas polar tipo Pilsen, Polar ICE, Solera Light, Vox, y las maltas Maltín Polar y Malta Polar Light”.

Las operaciones de Cervecería Polar se inician en 1941 en la parroquia Antímano en Caracas, con una capacidad instalada de 30 mil litros mensuales, en 1950 surge la segunda planta en Barcelona, estado Anzoátegui con una capacidad instalada de 500 mil litros mensuales, en esta planta se realiza un año después la primera cocción de una nueva bebida refrescante y alimenticia, Maltín Polar; en 1951 inicia operaciones la tercera planta de polar en Los Cortijos, Caracas con una capacidad instalada de 500 mil litros al mes, siguiendo sus procesos de expansión, la cuarta planta de polar inicia sus operaciones en 1961 en Maracaibo con una capacidad de producción de 4 millones de litros mensuales, la última planta de polar comienza sus operaciones en 1978 y está ubicada en San Joaquín estado Carabobo con una capacidad de producción de 12 millones de litros al mes”.

El 20 de Marzo de 1981 nace Superenvases Envalic, C.A., pero su historia se remonta a los años 70, cuando Empresas Polar decide construir una planta productora de envases de aluminio de dos piezas, de excelente calidad, que satisficiera las necesidades del mercado. Una alianza estratégica de un 80% de la Organización Polar y en un 20% de la Reynolds Metal Co., dio origen a esta planta, pero de esta última empresa se utiliza la tecnología en los procesos, siendo la producción de envases de aluminio diferente al usado por otras plantas de envases metálicos

convencionales, el cual hace pionera a Venezuela en esta área y catalogada como una de las principales fábricas de envases de aluminio en Latinoamérica, con tecnología de punta. Posteriormente esta alianza estratégica se disuelve pasando empresas Polar a poseer el 100% de las acciones de la empresa.

Superenvases Envalic C.A., se instala en Valencia como ciudad estratégica cercana a Puerto Cabello y equidistante de todas las fábricas de cervezas y refrescos, siendo estos los principales clientes. Las operaciones se iniciaron con dos líneas de producción que se incrementaron como resultado del desarrollo continuo para adaptarse a las exigencias del mercado nacional e internacional.

Superenvases Envalic, C.A., se incorpora a la Unidad Estratégica de Negocios de Cerveza y Malta de Empresas Polar dentro de una unidad denominada “dirección de empaques” la cual se mantiene en esa estructura hasta el día 1ero de Octubre del año 2006 cuando y enmarcado dentro del plan estratégico de eficacia en la cadena de valor, la empresa Superenvases Envalic, C.A. desaparece como razón social y es asimilada por Cervecería Polar C.A, denominándose desde ese entonces como Cervecería Polar C.A – Planta Superenvases.

Hoy cuenta con dos líneas de líneas de producción (L-1, L-3) de envases que operan de forma independiente y dos líneas de fabricación de tapas. Utilizan como materia prima al aluminio, que presenta características perfectas: liviano, maleable, efectiva protección al producto envasado, permite el rápido enfriamiento del líquido que contiene, ecológico, reciclable y atractivo por las posibilidades decorativas.

El sistema de producción es continuo, de 24 horas al día, los 7 días de la semana, con el fin de satisfacer las necesidades principalmente de las plantas de llenado de Empresas Polar: Cervecería Polar, Pénsil y Yukery; y otras empresas como Brahma, entre otras, que hacen pedidos esporádicos. A nivel internacional cuenta con importantes clientes como Miller en Estados Unidos y Amstel en Curazao.

La empresa, en su larga trayectoria, ha recibido diferentes premios internacionales por la calidad de sus productos y la mejora continua de sus procesos entre los que se destacan 6 premios consecutivos (2000-2006) recibidos en el congreso internacional latinoamericano de fabricantes de envases de aluminio (Latín Can) por mejores diagramaciones y el premio “World Class” entregado por la empresa Estadounidense “Ball Corporation” (2.º mayor fabricante de envases en el mundo) por mejora continua de sus procesos recibido en el año 2004.

Dentro del marco estratégico de Cervecería Polar 2010 se definen la misión y visión de:

“Satisfacer las necesidades de consumidores, clientes, compañías vendedoras, concesionarios, distribuidores, accionistas, trabajadores y suplidores, a través de nuestros productos y de la gestión de nuestros negocios, garantizando los más altos estándares de calidad, eficiencia y competitividad, con la mejor relación precio/valor, alta rentabilidad y crecimiento sostenido, contribuyendo con el mejoramiento de la calidad de vida de la comunidad y el desarrollo del país”.

2.1.1.2. Visión.

“Somos líderes claros en el negocio de empaques en Venezuela en los segmentos en que participamos. Elevamos el nivel de satisfacción de nuestros clientes, ofreciéndoles las mejores condiciones en precio, calidad y tiempos de respuesta a sus necesidades y expectativas. Orientamos nuestro esfuerzo hacia la obtención de eficiencias operativas de clase mundial, economías de escala que permitan optimizar la utilización de los recursos disponibles y el dominio de las tecnologías más avanzadas. Seleccionamos y capacitamos a nuestro personal con el fin de alcanzar los perfiles requeridos, logramos su pleno compromiso con los valores de Empresas Polar y le ofrecemos las mejores oportunidades de desarrollo. Estamos constantemente comprometidos con el medio ambiente”.

2.1.1.3. Estrategia Del Negocio.

Incrementar la participación de mercado en el negocio de cerveza y potenciar el mercado de malta y derivados del vino para maximizar el valor de la compañía a largo plazo consolidando eficiencias y mayor alcance en nuestra distribución, ofreciendo un portafolio de productos y marcas que maximicen nuestra participación de mercado y rentabilidad, promoviendo el consumo responsable.

2.1.1.4. Valores.

- Orientación al mercado: satisfacemos las necesidades de nuestros consumidores y clientes de manera consistentes.

- Orientación a resultados y eficiencia: somos consistentes en el cumplimiento de nuestros objetivos al menor costo posible.
- Agilidad y flexibilidad: actuamos oportunamente ante los cambios del entorno, siempre guiados por nuestra visión, misión y valores.
- Innovación: tenemos una actitud proactiva ante la generación de nuevas tecnologías y nuevos productos. Poseemos la disposición de aprender, gerenciar y difundir el conocimiento.
- Trabajo en equipo: fomentamos la integración de equipos con el fin de alcanzar metas comunes.
- Reconocimiento continuo al logro y la excelencia: fomentamos y reconocemos constantemente entre nuestros trabajadores la excelencia y la orientación al logro.
- Oportunidades de empleo sin distinción: proveemos oportunidades de empleo en igualdad de condiciones.
- Integridad y civismo exhibimos: una actitud consistentemente ética, honesta, responsable, equitativa y proactiva hacia nuestro trabajo y hacia la sociedad en la cual nos desenvolvemos.
- Relaciones de mutuo beneficio con las partes interesadas: buscamos el beneficio común en nuestras relaciones con las partes interesadas en el negocio.

2.1.1.5. Políticas de Calidad.

- Satisfacción permanente de las necesidades y expectativas de nuestros clientes, cumpliendo con los requisitos aplicables.
- Mejoramiento continuo de los procesos y productos, así como de la eficacia del sistema de Gestión de la Calidad.
- Disponer de un recurso humano calificado y actualizado en un ambiente donde se promueva el trabajo en equipo, la seguridad y la higiene, propicio para alcanzar nuestros objetivos.
- Evidenciar Compromiso con la Gestión del Medio Ambiente.

2.1.1.6. Objetivos de Calidad.

En el Manual de Gestión de Calidad de Cervecería Polar – Planta Superenvases (2006) se declara:

“En coherencia con la política de la calidad, el Comité de Gerentes de Cervecería Polar, C.A. Planta Superenvases ha formulado seis objetivos generales”:

- Establecer, ejecutar y controlar planes de acción para el mejoramiento de los procesos y productos, así como del sistema integral de gestión.
- Implantar planes de desarrollo para el cierre de brechas de competencias en los trabajadores.

- Implantar planes de seguridad industrial para mejorar los índices de accidentes.
- Establecer, ejecutar y controlar planes de acción relacionados con las Gestión del Medio Ambiente.

2.1.1.7. Estructura y Unidades Organizacionales.

Cervecería Polar – Planta Superenvases, cuenta con una nómina de 252 Trabajadores entre empleados y nómina diaria, la estructura organizativa de la Planta superenvases se presenta a continuación:

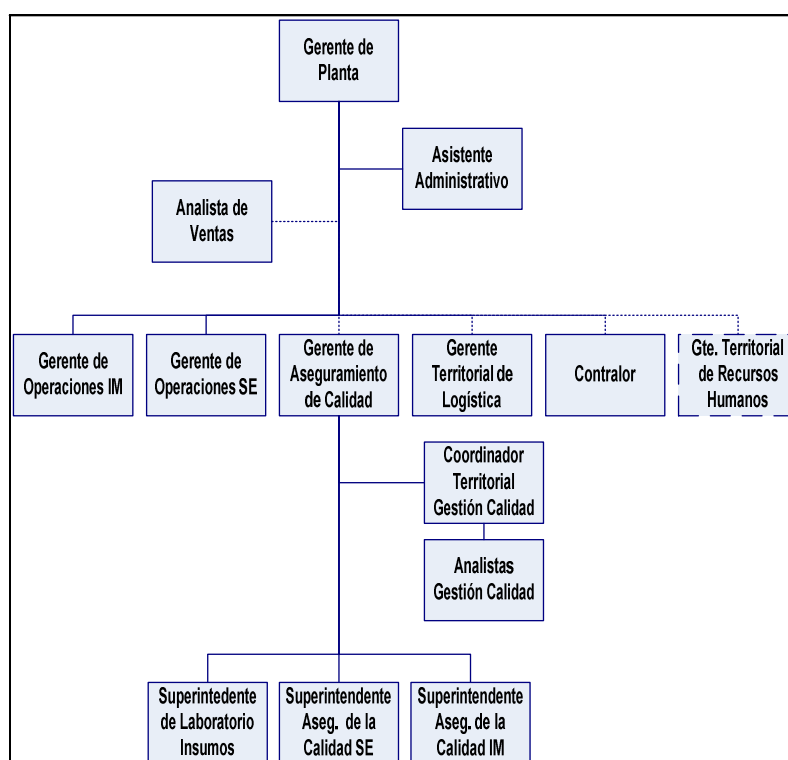


Figura N° 6. Estructura Organizativa. Fuente: Superenvases Envalic.

2.1.1.8. Descripción del Área de Estudio.

El Proyecto se llevara a cabo en el departamento de producción cuerpos adscrito a la gerencia de operaciones de la planta (Ver Figura. 7). Este departamento está estructurado de la siguiente forma:

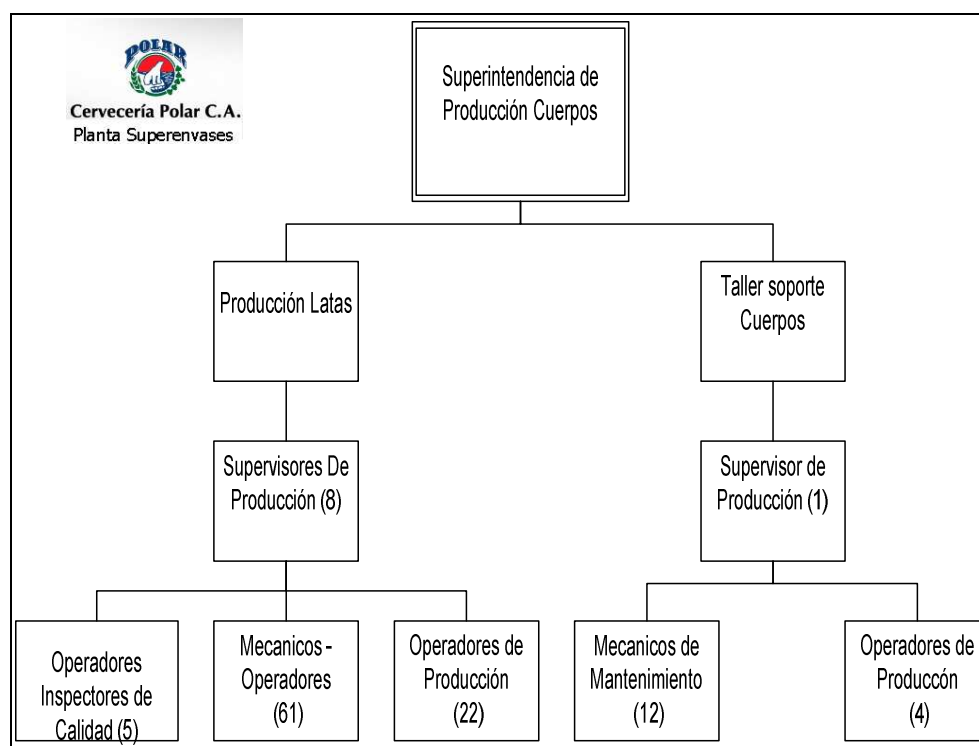


Figura N° 7. Estructura Organizativa del Departamento de Producción Cuerpos

Fuente: Superenvases Envalic.

2.2. Antecedentes de otras investigaciones.

En la empresa Minerva situada en Santa Clara. En el año 2004, se realizó una investigación denominada: **“Hacia una producción más limpia en nuestra empresa Minerva”**, cuya autoría es de la Ing. Paula Águila Medina e Ing. Elda Aguilera Artiles, donde se plantea introducir un cambio sustancial en el proceso de producción de bicicletas minerva, mediante la minimización de los residuos con el fin de lograr que se haga más amigable al hombre y al medio ambiente y que a la vez proporcione ventajas económicas y competitivas a la empresa en el mercado nacional e internacional. Este objetivo se planteó lograrlo aplicando medidas como: concientizar a la alta gerencia de la empresa sobre las ventajas que ofrecería el desarrollo del proyecto; definir los principios y medidas generales de la empresa; identificar los problemas ambientales que inciden en el medio ambiente incluyendo actividades de recuperación y reutilización de desechos de materias primas. Al término de este proyecto se concluyó que mediante la introducción de la producción más limpia se logra ahorrar energía, combustible, agua y la disminución de residuales; con la implantación de la producción mas limpia se revierte en ahorros económicos sustanciales a pesar de las inversiones que se llevan a cabo y con el cumplimiento de este trabajo la empresa se ve liberada de las contravenciones establecidas y sirve de ejemplo a otras fabricas que de una u otra forma contaminan el ambiente.

En la Universidad de Carabobo, en el año 2003 Mario J. Lobo y Daniel Mariño, llevaron a cabo una investigación para realizar un proyecto cuyo título fue **“Diseño de una línea de transporte automatizada para una empresa productora de envases plásticos”**. Estudio cuyo objetivo principal es establecer un sistema de control que gobierne el flujo de envases desde las salidas de las maquinas sopladoras hasta la entrada de la unidad de etiquetado, incrementando la efectividad del proceso

de producción de la planta. Con la aplicación del diseño planteado, se logra: disminuir el número de envases plásticos contaminados por la inadecuada manipulación por parte de los operarios; evitar el choque de los envases al momento en que se incorporan a la banda transportadora principal; disminuir el número de operarios que utiliza dicha línea de producción, lo que conlleva a la optimización de la línea de producción de los envases plásticos.

David L. Solórzano W., en 1998 en la Universidad de Carabobo desarrollo un tesis designada como **“Estudio y diseño de equipos para la recuperación de aceites lubricantes a emplear como materia prima en la elaboración de otros productos”**. En esta tesis se aboca la problemática debido a la contaminación ambiental, producida por la mala disposición final de los aceites lubricantes empleados en los motores de combustión interna y en las cajas de engranajes. Para llevar a cabo dicho planteamiento fue necesario recolectar el aceite usado, tratarlo físico y químicamente para obtener un aceite con propiedades lo suficientemente buenas y emplearlo como materia prima en la elaboración de otros productos, y así maximizar el aprovechamiento del mismo.

En el año 2000 en la Universidad de Carabobo Perozo Vázquez y Lucila J., desarrollaron el **“Estudio y rediseño del sistema de transporte neumático del producto molido de la planta Súper S., ubicada en Valencia Edo. Carabobo”**, la finalidad de este rediseño es mejorar las características del proceso, en cuanto a la capacidad, ubicación y condiciones críticas de los equipos; proponer una distribución más eficiente del sistema de tubería según evaluación correspondiente; instalar el nuevo sistema seleccionado comprobando el correcto funcionamiento, para finalmente poner en marcha el proyecto para la mejora del proceso de producción.

2.3. Bases Teóricas.

2.3.1. Campo e importancia del desplazamiento de envases¹.

El desplazamiento de envases se ocupa de 5 elementos: movimiento, tiempo, lugar, cantidad y espacio. El transporte consiste, en movimiento de la forma más eficiente al tiempo más adecuado, hacia y desde el lugar correcto, en la cantidad requerida, con la máxima economía de espacio. El desplazamiento no añade nada al valor del producto; Por ello es de la mayor importancia asegurar una eficiencia máxima del transporte durante todos los siguientes movimientos de los mismos:

- Como materia prima desde el lugar de suministro al almacén o proceso.
- Como producto en elaboración en las etapas del proceso.
- Como producto acabado hacia el embalaje y envío.

Cualquier reducción en este objetivo claro tendrá como consecuencia una visión restringida con la correspondiente pérdida de efectividad.

2.3.2. Ventajas del desplazamiento de envases.

- Mejor utilización del operario, máquina y espacio de almacenamiento.

¹Máquinas y Equipos para la Industria Alimentaria.

- Reducción de las pérdidas de los productos; mejor control y rotación de las reservas.
- Mejores condiciones de trabajo y reducción de fatiga de los operarios, todo ello conduce a una mayor productibilidad mejor calidad del producto y reducción del ausentismo.

2.3.3. Principios para el desplazamiento eficiente de envases.

- **Principio de Planeo:** Planifica todas las actividades de desplazamiento y almacenamiento, de forma que se obtenga una eficiencia de operación global máxima.
- **Principio de los Sistemas:** Integra todas las actividades de desplazamiento en un sistema coordinado de operaciones, incluidas: vendedor, recepción, almacenamiento, producción, inspección, embalaje, depósito, embarques, transporte y comprador.
- **Principio de Flujo de Envases:** Proporciona una secuencia de operación y distribución de aparatos que optimice el flujo de materiales.
- **Principio de Simplificación:** Simplifica el desplazamiento reduciendo, eliminando o combinando movimientos y/o aparatos innecesarios.
- **Principio de Gravedad:** Utiliza las fuerzas de la gravedad para desplazar los materiales, siempre que sea posible.

- **Principio de Utilización del Espacio:** Hace un uso máximo del espacio cúbico de las instalaciones de la planta.
- **Principio de Tamaño Unitario:** Aumenta la cantidad, tamaño o peso de las cargas unitarias o velocidad de flujo.
- **Principio de Mecanización:** Mecaniza las operaciones de desplazamiento.
- **Principio de Automatización:** Proporciona automatización de forma que incluyan las funciones de producción, desplazamiento y almacenamiento.
- **Principio de Selección de Aparatos:** Al seleccionar los aparatos de desplazamiento considera todos los aspectos del producto desplazado, el movimiento y los métodos a utilizar.
- **Principio de Normalización:** Normaliza los métodos de desplazamiento, así como las clases y tamaños de los aparatos de desplazamiento.
- **Principio de Adaptabilidad:** Usa métodos y aparatos que puedan realizar bien una variedad de tareas y aplicaciones donde no sea justificable aparatos especiales.
- **Principio de Peso Muerto:** Reduce la relación entre el peso muerto de los aparatos de transporte y mano de obra.
- **Principio de Utilización:** Planea la utilización óptima de los aparatos de transporte y de mano de obra.

- **Principio de Mantenimiento:** Planea el mantenimiento preventivo y reparaciones de todos los aparatos de transporte.
- **Principio de Obsolescencia:** Desecha métodos y aparatos de desplazamiento anticuados donde quiera que otros métodos y aparatos más eficaces mejoren las operaciones.
- **Principio de Control:** Utiliza las actividades de desplazamiento de materiales para mejorar el control de la producción, recuento y orden de desplazamiento.
- **Principio de Capacidad:** Utiliza los aparatos de desplazamiento para ayudar a lograr la capacidad de producción deseada.
- **Principio de Conducta:** Determina la eficiencia de la conducta de desplazamiento en términos de gasto por unidad desplazada.
- **Principio de Seguridad:** Proporciona métodos y aparatos adecuados para hacer seguro el desplazamiento de productos.

2.3 4. Transportadores².

Son los aparatos para el movimiento horizontal o inclinado. El servicio en general es fijo y el transporte tiene lugar a alturas de trabajo, nivel del suelo y subsuelo pudiéndose transportar productos embalados o en masa.

² Gómez, Ezequiel. Manejo de materiales. Universidad de Carabobo (2001)

El movimiento de los productos se puede proporcionar:

- Por gravedad o manualmente.
- Por energía.

Los accionados por gravedad o manualmente: transportadores de canales rodillos y ruedas.

Los accionados mecánicamente. Transportadores de rodillo, cinta. Traviesas, cadena, vibratorios, magnéticos, tornillo, peldaño, neumático.

2.3.4.1. Sistemas que trabajan por gravedad.

Los equipos o aparatos incluidos en esta clasificación se caracterizan por ofrecer un medio bastante económico para el transporte de materiales. El hecho de usar la fuerza de gravedad como energía motriz hace que no se requiera mecanismo impulsor alguno; por otra parte al estar conformados por ninguna o pocas partes móviles, el desgaste de sus componentes es mínimo y los costos de mantenimiento son prácticamente despreciables. Dentro de este grupo se consideran fundamentalmente tres equipos: ramas, transportadores de ruedas y transportadores de rodillos.

- **Rodillos de Gravedad:**

Un transportador de rodillos está compuesto por rodillos de movimiento libre montados horizontalmente en un marco, de forma de obtener una mesa para que el

producto se pueda transportar bien, con inclinación (gravedad) u horizontalmente (esfuerzo manual).



Figura N° 8.Transportadores por gravedad. Fuente: Gómez, Ezequiel. Manejo de Materiales

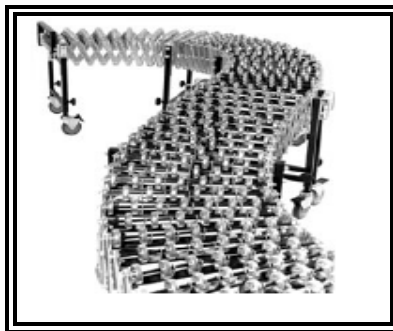


Figura N° 9.Transportadores por gravedad. Fuente: Gómez, Ezequiel. Manejo de Materiales

2.3.4.2. Transportadores accionados mecánicamente.

- **Transportadores de Rodillos:**

Pueden ser accionados por cintas (dos rodillos montados sobre la cinta y en fricción con ella) o por cadenas, los rodillos tienen en sus extremos engranajes que se acoplan a cadenas sinfín.

- **Transportadores de Banda:**

Están compuestos por una banda sinfín accionada por fricción en un extremo y soportada en un tambor libre en el otro extremo. Las bandas pueden ser de materiales variados tales como telas sin o con recubrimientos, hilos entretelados o bandas de acero inoxidable. Pueden ser planas (para el transporte de paquetes) o acanaladas (para el transporte de productos en masa). Son por ello, adecuadas para desplazar casi cualquier clase de productos y materiales, sean secos, húmedos o embalados. Se ha de procurar que en cualquier momento las cintas estén tensas y bien situadas, lo que puede hacerse por tensores de resorte automático o con ajustadores manuales. Las bandas enteras se pueden utilizar con inclinaciones de hasta 22 grados, mientras que las cintas provistas de mecanismos para evitar el resbalamiento, como por ejemplo, las abrazaderas.

Las barras cruzadas se pueden utilizar con inclinaciones de hasta 45 grados. Se dispone de información para calcular los requerimientos de energía, velocidades máximas de las bandas y capacidades de los transportadores de cintas.

Los mecanismos de descarga merecen atención especial. Las cintas son piezas caras que se pueden deteriorar fácilmente en los puntos de carga y descarga. Además, el arrastre de producto alimenticio causando ensuciamiento del área debajo del transportador puede ser un problema. Dispositivos sencillos como los cepillos de cintas suelen ser satisfactorios cuando se transportan productos secos en masa. Los productos pegajosos se pueden separar con láminas raspadoras accionadas por resorte, aunque con frecuencia, causan desgaste excesivo de la cinta si están mal ajustados.

Aparte de su amplia utilización en las operaciones de desplazamiento, los transportadores de cinta encuentran también mucha aplicación como transportadores dentro del proceso durante la selección, limpieza y tratamiento térmico. Pueden estar provistos de células de carga o sistemas de palancas que miden la deflexión de una unidad de longitud de la cinta, proporcionando así un sistema de pesada continua que se puede utilizar para verificaciones, obtener porciones, alimentar y otras operaciones del procesado.

Las bandas transportadoras se pueden clasificar de acuerdo a su trazado y de acuerdo al perfil del lecho.

Por su trazado se pueden identificar: bandas horizontales, inclinadas (ascendentes o descendentes), mixtas (horizontales e inclinadas, con zonas curvas en transición.)

Por el perfil del lecho se clasifican en:

Bandas planas: La superficie de carga de la banda es completamente plana la cual se logra mediante estaciones de un solo rodillo horizontal o mediante superficie

de apoyo planas. El uso de este tipo de banda se limita al manejo de paquetes, bultos o piezas sueltas.

Bandas Cóncavas: El perfil cóncavo acanalado se obtiene utilizando estaciones de dos o tres rodillos (bina o terna respectivamente) en el caso de bina los rodillos de igual longitud están inclinados un cierto ángulo con respecto a la horizontal cuando se usan tres rodillos, el central está colocado horizontalmente, mientras que los dos extremos están inclinados.

Los factores que determinan la capacidad, es decir, la cantidad de material a transportar son: el ancho de la correa o banda, la velocidad y el perfil de la carga sobre la banda.

La escogencia del ancho adecuado depende en gran medida de los volúmenes de material a manejar. Por otro lado la capacidad de una banda transportadora es directamente proporcional a la velocidad de la banda, sin embargo, de acuerdo al material transportado y al ancho de la correa existen restricciones en cuanto a los límites de velocidad máxima. El perfil de carga estará condicionado por el área de la sección transversal del montón que se forma.

La fuerza de tracción presente en una banda transportadora es el resultado de la carga aplicada a la cadena o cinta durante el recorrido del material desde su origen hasta el final del trayecto. Los principales trayectos de bandas transportadoras son:

1. Solamente de trayecto.
2. Trayecto recto con presencia de inclinación.
3. La existencia de por lo menos un radio de giro durante el trayecto.

- **Transportadores de Cadena:**

Estos sistemas se utilizan principalmente para transportar envases, con una amplia y eficiente gama de variaciones que adaptan su diseño para distintos materiales de variadas formas. Así se llega a movilizar envases de vidrio; latas; estuches; pomos plásticos y cajas hasta ciertas dimensiones. Las configuraciones de estos sistemas son ampliamente flexibles, por lo que se puede subdividir la categoría en:

- **Transportadores magnéticos:**

Las cintas y rodillos electromagnéticos o imantados permanentemente se utilizan para transportar, retener y orientar productos ferromagnéticos. En la industria de los alimentos se les utiliza para transportar latas de alimentos y mantenerlas invertidas para escurrirlas y secarlas. Los rodillos magnéticos se pueden utilizar para distinguir entre el extremo abierto y cerrado de las latas.

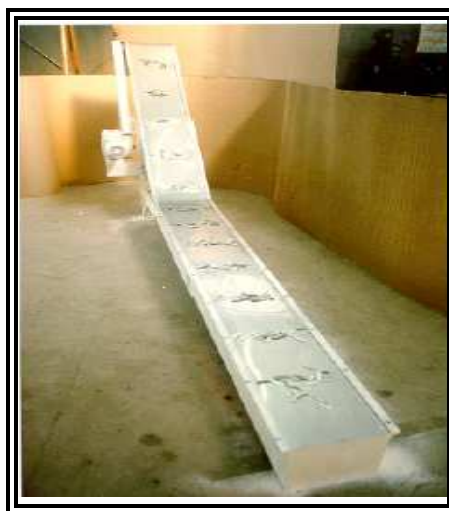


Figura N°10. Transportadores Magnéticos. Fuente: Gómez, Ezequiel. Manejo de Materiales

2.3.5. Criterios generales para el diseño de sistemas de elevación y transporte³.

A continuación se encuentra un conjunto de aspectos que deben considerarse al momento de diseñar y/o seleccionar un sistema de transporte.

1. Adecuación del equipo al material, en cuanto a cantidad (capacidad) y a calidad, o sea propiedades físicas, químicas, mecánicas y en algunos casos biológicas de éste.
2. Selección óptima de la capacidad del sistema a instalar, evitando ya sea una necesaria “sobreutilización” o trabajo recargado del mismo por haber elegido poca capacidad o, por el contrario, una inevitable “subutilización” por haber instalado una capacidad innecesaria. En ambos casos resulta antieconómico; en el primero por las restricciones en cuanto a capacidad, sin margen para extras ocasionales, y el mayor riesgo de fallas por sobreesfuerzos en los componentes, implicando mayores gastos de mantenimiento; en el segundo porque implica una gran inversión inicial que no será suficientemente aprovechada, y el aparato generalmente conlleva mayor consumo de energía por tonelada de material transportado.
3. Diseñar basándose en la utilización al máximo de la gravedad; esto no sólo conlleva a apreciables ahorros de energía, sino que en muchos casos simplifica grandemente el diseño del sistema.

³ Prieto, Cesar. Maquinas de elevación y Transporte. Universidad de Carabobo, (1995)

4. Permitir un eficiente régimen de mantenimiento preventivo, lo cual supone un fácil acceso para inspección de partes, lubricación, reposición periódica programada de determinados elementos sometidos a desgaste, etc.
5. Seguridad máxima contra accidentes para el personal de manejo y de mantenimiento del equipo.

Al ser estudiados los criterios citados anteriormente, el paso siguiente, es introducir los posibles tipos de transportadores mecánicos.

2.3.6. Fluidos ideales ⁴.

El movimiento de un fluido real es muy complejo. Para simplificar su descripción consideraremos el comportamiento de un fluido ideal cuyas características son las siguientes:

- 1.- Fluido no viscoso:** Se desprecia la fricción interna entre las distintas partes del fluido.
- 2.- Flujo estacionario:** La velocidad del fluido en un punto es constante con el tiempo.
- 3.- Fluido incompresible:** La densidad del fluido permanece constante con el tiempo.

⁴ Claudio Mataix. Mecánica de fluidos y Maquinas Hidráulicas. Segunda Edición (1986)

4.- Flujo irrotacional: No presenta torbellinos, es decir, no hay momento angular del fluido respecto de cualquier punto.

2.3.7. Ecuación de la continuidad.

Consideremos una porción de fluido en color amarillo en la figura N° 11, el instante inicial t y en el instante $t+\Delta t$.

En un intervalo de tiempo Δt la sección S_1 que limita a la porción de fluido en la tubería inferior se mueve hacia la derecha $Dx_1=v_1 \Delta t$. La masa de fluido desplazada hacia la derecha es

$$D_{m_1} = (\rho) \times (S_1) \times (Dx_1) = (\rho) \times (S_1) \times (v_1 \Delta t) \quad (2.1)$$

Análogamente, la sección S_2 que limita a la porción de fluido considerada en la tubería superior se mueve hacia la derecha $Dx_2=v_2 \Delta t$. en el intervalo de tiempo Δt . La masa de fluido desplazada es $Dm_2=\rho S_2 v_2 \Delta t$. Debido a que el flujo es estacionario la masa que atraviesa la sección S_1 en el tiempo Δt , tiene que ser igual a la masa que atraviesa la sección S_2 en el mismo intervalo de tiempo. La ecuación de continuidad queda: $v_1 S_1 = v_2 S_2$

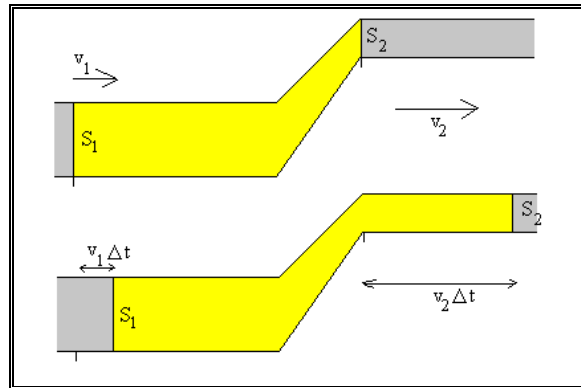


Figura N°11. Continuidad. Fuente: Claudio Mataix. Mecánica de fluidos y Maquinas Hidráulicas.

2.3.8. Ecuación de Bernoulli.

Evalúo los cambios energéticos que ocurren en la porción de fluido señalada en color amarillo, cuando se desplaza a lo largo de la tubería. En la figura, se señala la situación inicial y se compara la situación final después de un tiempo Δt . Durante dicho intervalo de tiempo, la cara posterior S_2 se ha desplazado $v_2 \Delta t$ y la cara anterior S_1 del elemento de fluido se ha desplazado $v_1 \Delta t$ hacia la derecha.

El elemento de masa Dm se puede expresar como:

$$Dm = \rho S_2 v_2 \Delta t = \rho S_1 v_1 \Delta t = \rho DV \quad (2.2)$$

Comparando la situación inicial en el instante t y la situación final en el instante $t + \Delta t$. Observamos que el elemento Dm incrementa su altura, desde la altura y_1 a la altura y_2 .

La variación de energía potencial es

$$DE_p = (Dm)(g)(y_2) - (Dm)(g)(y_1) = (\rho DV)(y_2 - y_1)(g) \quad (2.3)$$

El elemento Dm cambia su velocidad de v_1 a v_2 ,

La variación de energía cinética

$$DE_c = \frac{1}{2} \Delta m v_2^2 - \frac{1}{2} \Delta m v_1^2 = \frac{1}{2} \rho \Delta V (v_2^2 - v_1^2) \quad (2.4)$$

El resto del fluido ejerce fuerzas debida a la presión sobre la porción de fluido considerado, sobre su cara anterior y sobre su cara posterior $F_1 = p_1 S_1$ y $F_2 = p_2 S_2$.

La fuerza F_1 se desplaza $Dx_1 = v_1 \Delta t$. La fuerza y el desplazamiento son del mismo signo.

La fuerza F_2 se desplaza $Dx_2 = v_2 \Delta t$. La fuerza y el desplazamiento son de signos contrarios.

El trabajo de las fuerzas exteriores es:

$$W_{ext} = (F_1)(Dx_1) - (F_2)(Dx_2) = (p_1 - p_2) dV \quad (2.5)$$

El teorema del trabajo-energía nos dice que el trabajo de las fuerzas exteriores que actúan sobre un sistema de partículas modifica la energía del sistema de partículas, es decir, la suma de las variaciones de la energía cinética y la energía potencial del sistema de partículas.

$$W_{ext} = E_f - E_i = (E_c + E_p)_f - (E_c + E_p)_i = DE_c + DE_p \quad (2.6)$$

Simplificando el término dV y reordenando los términos obtenemos la ecuación de Bernoulli.

$$p_1 + \rho g y_1 + \frac{1}{2} \rho g y_1 + \frac{1}{2} \rho g v_1^2 = p_2 + \rho g y_1 + \frac{1}{2} \rho g y_2 + \frac{1}{2} \rho g v_2^2$$

2.3.9. Flujo isotérmico en conductos circulares; ecuación de Poiseuille⁵.

En un flujo laminar la corriente es relativamente lenta y no es perturbada por las posibles protuberancias del contorno, mientras que la viscosidad es relativamente grande, de forma que si por cualquier circunstancia se iniciase un fenómeno de turbulencia, la viscosidad lo destruiría.

La formulación que a continuación se desarrolla sirve tanto para tuberías lisas como para tuberías rugosas, suponiendo que las partículas de fluido, en un flujo laminar a lo largo de un tubo, se mueven en capas cilíndricas coaxiales; en el eje del tubo, el desplazamiento se realiza a mayor velocidad, mientras que en las paredes permanece en reposo.

La distribución de velocidades en una sección transversal cualquiera del tubo obedece a las fuerzas de rozamiento transmitidas de capa en capa.

- **Región de entrada:** La fricción y la velocidad de transferencia de calor son, por regla general. Mayores en la región cercana a la entrada de un tubo que en una región lejana aguas abajo, donde los perfiles de velocidad y temperatura están totalmente desarrollados.

⁵ Merle C. Potter, David C. Wiggert. Mecánica de Fluidos. Segunda Edición. (1997)

La longitud hidrodinámica de entrada L_H , se define como la distancia que debe recorrer el fluido para que el coeficiente de rozamiento λ disminuya a menos del 5% de su valor totalmente desarrollado.

Si el flujo es laminar y si el fluido penetra en el tubo por una entrada lisa y redondeada, el perfil inicial de la velocidad es uniforme; la longitud requerida para que el perfil de velocidades en flujo laminar sea invariante respecto a la posición axial, es la longitud de entrada hidrodinámica L_H que se puede aproximar por la ecuación de Langhaar:

$$L_H = 0,056 (Re_d) \times (d) \quad (2.7)$$

Siendo en la mayor parte de los casos despreciable, comparada con la longitud total.

También se puede definir una longitud térmica de entrada L_T que se puede definir como la distancia necesaria para que el número de Nusselt decrezca a menos del 5% de su valor totalmente desarrollado. Si en ($x = 0$) el flujo es laminar y está ya totalmente desarrollado hidrodinámicamente, si la temperatura de la pared es uniforme, se tiene que:

$$L_T = 0,017 Re_d Pr d \quad (2.8)$$

y el n° de Nu para un tubo de longitud L es:

$$Nu_d = 3,66 + \frac{0,065 \left(\frac{d}{L}\right) Re_d Pr}{1 + 0,04 \left(\frac{d}{L} Re_d Pr\right)^{2/3}}; \quad Re_d < 2300 \quad (2.9)$$

2.3.10. Región de flujo desarrollado hidrodinámicamente

Si se considera una parte del tubo, Figura N° 12, de diámetro $2R$ y un cilindro de fluido coaxial de diámetro $2r$ y longitud Δl , las condiciones de contorno implican que en su cara frontal la presión es p , y en la posterior la presión es $(p - \Delta p)$, sobre el cilindro actuará una fuerza de empuje de la forma:

$$F_{\text{emp}} = \pi r^2 \Delta p \quad (2.10)$$

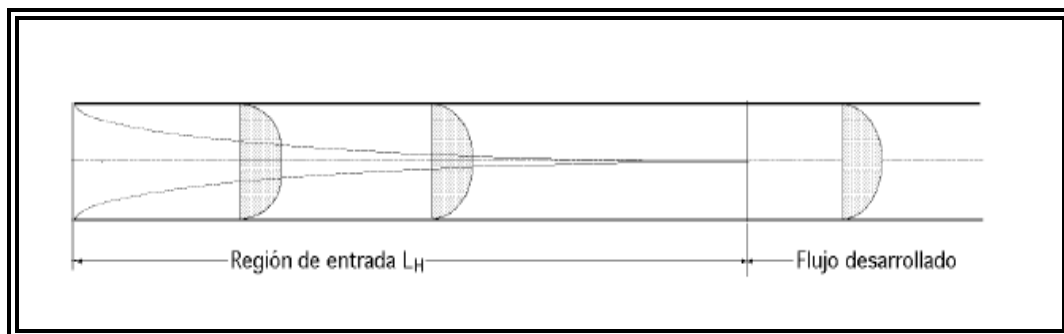


Figura N° 12. Isotaquias de velocidades en la región de entrada. Fuente: Merle C. Potter.

2.3.10.1. La fuerza de rozamiento

$$F_{\text{roz}} = \eta S \frac{du}{dr} = |S = 2\pi r \Delta l| = 2\pi \eta r \Delta l \frac{du}{dr} \quad (2.11)$$

Es igual a la de empuje, por lo que:

$$2\pi\eta r\Delta l \frac{du}{dr} = \pi r^2 \Delta p ; \frac{du}{dr} = \frac{r\Delta p}{2\eta\Delta l}$$

$$u = \frac{\Delta p}{2\eta\Delta l} \int_r^R r dr = \frac{\Delta p}{4\eta\Delta l} (R^2 - r^2)$$

que es la distribución del campo de velocidades, de tipo parabólico, en un plano longitudinal.

La expresión del caudal es:

$$Q = \int_0^R u d\Omega = \int_0^R (R^2 - r^2) 2\pi r dr = \frac{\Delta p}{4\eta\Delta l} \int_0^R (R^2 - r^2) 2\pi r dr = \frac{\pi R^4 \Delta p}{8\eta L}$$

que es directamente proporcional a la variación de presión entre las secciones A y B, tramo de longitud ($\Delta l = L$) a la cuarta potencia del radio de la conducción, e inversamente proporcional al tramo de tubería considerada de longitud L y a la viscosidad dinámica η .

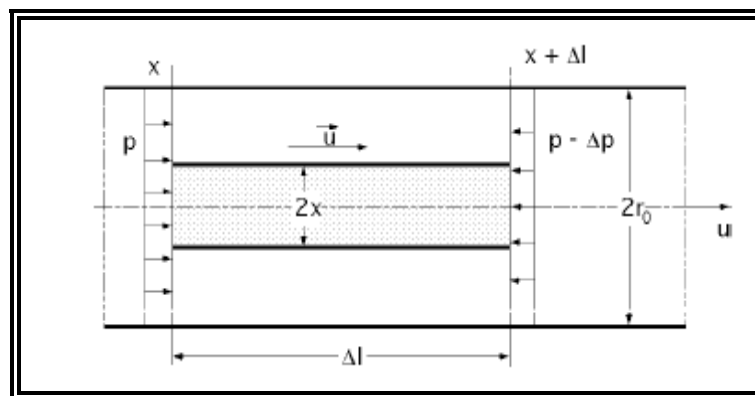


Figura N° 13. Región de fluido desarrollado para la ecuación de Poiseuille. Fuente: Merle C. Potter.

El caudal en función de la velocidad media u_F es: $Q = \Phi u_F$, por lo que la velocidad media se puede poner en la forma:

$$u_f = \frac{Q}{\Omega} = \frac{\frac{\pi R^4 \Delta p}{8\eta L}}{\pi R^2} = \frac{R^2}{8\eta} \frac{\Delta p}{L} \quad (2.12)$$

La velocidad máxima se tiene para ($r = 0$) y es de la forma:

La relación entre la velocidad máxima y la velocidad media es:

$$u_{\max} = 2 u_F$$

Despejando el valor de Δp , se obtiene la ecuación de Poiseuille:

$$\Delta p = \frac{8\eta L u_f}{R^2} = \frac{32\eta L u_f}{d^2}$$

La pérdida de carga total Δp correspondiente a la longitud de tubería L se puede poner en función de la pérdida de carga por unidad de longitud de tubería J , en la forma:

$$\Delta p = \gamma \Delta h = \gamma J L$$

Expresión que se puede poner teniendo en cuenta el número de Reynolds, y el coeficiente λ de rozamiento, en la forma:

$$J = \frac{1}{\gamma} \frac{\Delta p}{L} = \frac{1}{\rho g} \frac{32\eta u_f}{d^2} = \frac{64u_f^2}{2gd \text{ Re}} = \frac{\lambda u_f^2}{2gd}$$

Para el régimen laminar:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (2.13)$$

La ecuación de Poiseuille demuestra que la pérdida de carga en régimen laminar, para tuberías lisas o rugosas, es directamente proporcional a la primera potencia de la velocidad.

En la Figura N° 14, se muestran las distribuciones correspondientes al coeficiente τ de cortadura, velocidad u y disipación de energía.

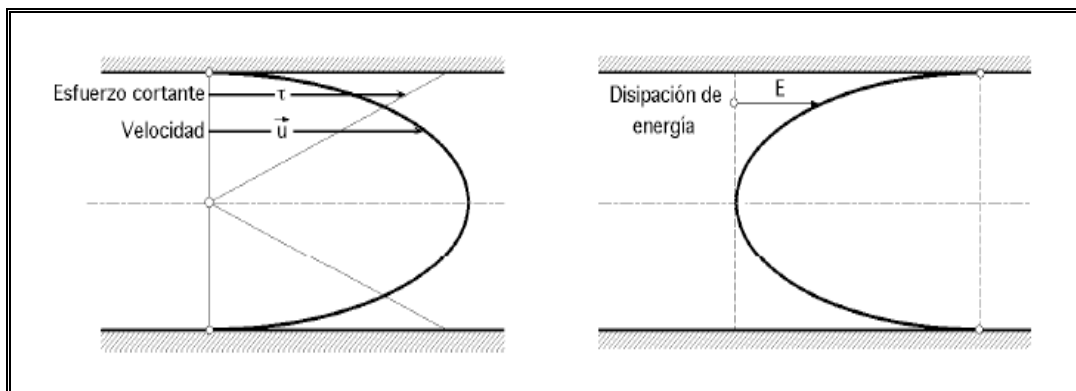


Figura N° 14. Distribución del coeficiente de cortadura y disipación de energía. Fuente: Merle C. Potter.

2.3.11. Teoría de la tensión tangencial máxima (Criterio de Tresca) ⁶.

Esta teoría fue propuesta por Henri Tresca, bajo este criterio una pieza resistente o elemento estructural falla cuando en alguno de sus puntos sucede que:

$$\tau_{\max} \geq \frac{\sigma_y}{2} \quad (2.14)$$

Siendo: σ_y , la tensión de límite elástico del material de la pieza.

$$\tau_{\max} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2} \quad (2.15)$$

La tensión cortante máxima del punto considerado.

σ_1, σ_3 , la mayor y la menor tensión principal en el punto considerado.

2.3.12. Teoría de la máxima energía de distorsión (Criterio de Von Mises).

Este criterio puede considerarse un refinamiento del criterio de Tresca. El criterio de la máxima energía de distorsión fue formulado primeramente por Maxwell en 1865 y más tarde también mencionado por Huber (1904). Sin embargo, fue con el trabajo de Richard Edler von Mises (1913) que el criterio alcanzó notoriedad, a veces se conoce a esta teoría de fallo elástico basada en la tensión de Von Mises como teoría de Maxwell-Huber-Hencky-von Mises.

⁶ Luis Ortiz Berrocal. Resistencia De Materiales.

La expresión propuesta por Von Mises y H. Hencky, de acuerdo con este criterio una pieza resistente o elemento estructural falla cuando en alguno de sus puntos la energía de distorsión por unidad de volumen rebasa un cierto umbral:

$$e_{\text{dist}} \geq \frac{\sigma_y}{2E} \quad (2.16)$$

En términos de tensiones este criterio puede escribirse sencillamente en términos de la llamada tensión de von Mises como:

$$\sigma_{\text{VM}} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \geq \sigma_y$$

Donde:

$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$, son las tensiones principales en el punto considerado.

2.3.13 Flechas y ejes solo en flexión y torsión.

Aquellos que soportan engranajes rectos o cilíndricos, poleas acanaladas en forma de V o ruedas dentadas de cadena son ejemplos de flechas o ejes que sólo se ven sujetos a flexión o torsión. La potencia que es transmitida genera torsión y las fuerzas transversales en los elementos originan flexión.

En el caso general, no todas las fuerzas transversales actúan en el mismo plano. En tales casos, primero se elabora las gráficas de momento de flexión para dos

planos perpendiculares. Después, se calcula el momento de flexión resultante en cada punto que interesa.

Ahora se desarrolla una ecuación de diseño con base en el supuesto de que el esfuerzo o tensión por flexión en el eje es sucesivo e inverso conforme gira el eje, pero que la tensión por esfuerzo de corte por torsión es casi uniforme. La ecuación de diseño se basa en el principio que se muestra de manera gráfica en la figura, en la que el eje vertical es la relación del esfuerzo por tensión inverso con la resistencia por durabilidad del material. El eje horizontal es la relación de la tensión por esfuerzo de corte por torsión con la resistencia a punto cedente del material ante esfuerzo de corte.

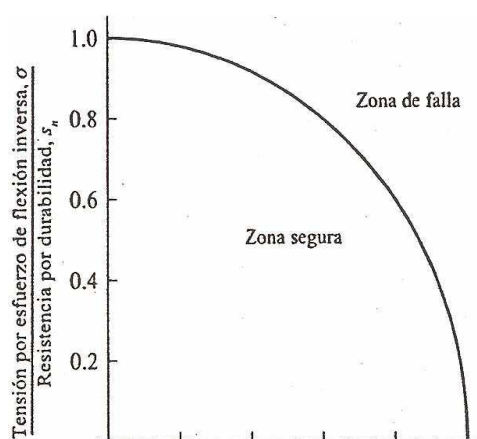


Figura N° 15. Base para la ecuación de diseño de ejes para tensión por esfuerzo de flexión inversa sucesiva y tensión por esfuerzo de corte por torsión. Fuente: Elementos de Máquina. Robert Mott.

La información basada en experimentos muestra que la falla ante combinaciones de flexión y torsión sigue, en general, la trayectoria de la curva que conecta estos dos puntos, ello obedece a la ecuación:

$$\left(\frac{\gamma}{S'_n} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{S_{ys}} \right)^2 = 1 \quad (2.17)$$

Utilizando $S_y = S_y / \sqrt{3}$ para la teoría de distorsión de la energía. A su vez, se puede introducir un factor de diseño para cada término en el lado izquierdo de la ecuación para obtener una expresión basada en tensiones de diseño:

$$\left(\frac{N \times \gamma}{S'_n} \right)^2 + \left(\frac{N \times \tau \times \sqrt{3}}{S_y} \right)^2 = 1$$

Ahora, se puede introducir un factor de concentración correspondiente a flexión sólo en el primer término, porque este esfuerzo o tensión es sucesivo. No se requiere factor alguno para el término de la tensión por esfuerzo de corte por torsión porque se supone que es constante y las concentraciones de tensión surten un efecto mínimo, o ninguno en absoluto, en el potencial de falla. Así:

$$\left(\frac{K_t \times N \times \gamma}{S'_n} \right)^2 + \left(\frac{N \times \tau \times \sqrt{3}}{S_y} \right)^2 = 1$$

2.3.14 Materiales frágiles.

Se dice que un material es frágil cuando es muy poca la deformación que presentan antes de romperse. Para este tipo de materiales existen dos teorías, la teoría del máximo esfuerzo normal y el criterio de falla de Mohr.

2.3.15. Teoría del máximo esfuerzo normal.

Propuesta por Rankine, bajo este criterio un material frágil fallará si en alguno de sus puntos sucede que:

$$\sigma_{\max} = \max(|\sigma_I|, |\sigma_{II}|, |\sigma_{III}|) \geq \sigma_u \quad (2.18)$$

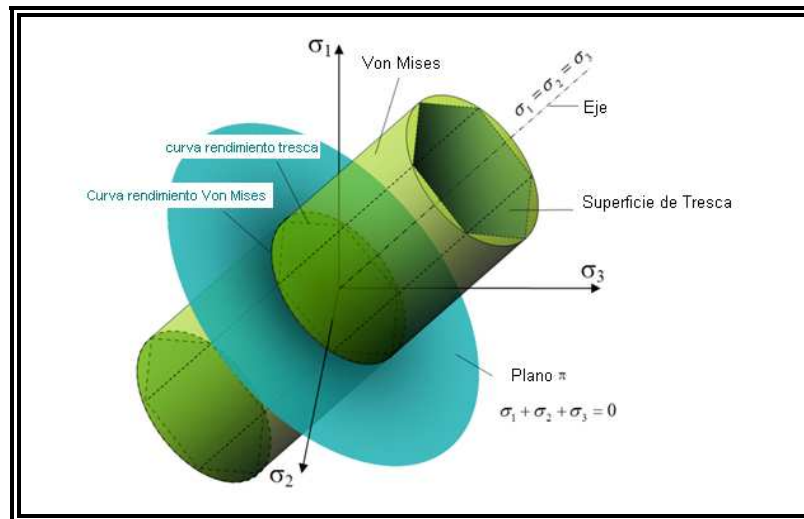


Figura N ° 16. Tensiones Principales. Fuente: Resistencia de materiales. Luis Ortiz Berrocal.

2.4. Definición de términos básicos.

Las palabras claves de esta investigación se presentan a continuación.

- **Aceite soluble:** Es un fluido concentrado a base agua para el trabajo de metales, contienen en su mayoría de aceite mineral.
- **Bactericida:** es un agente que mata a los microorganismos capaces de producir infección.

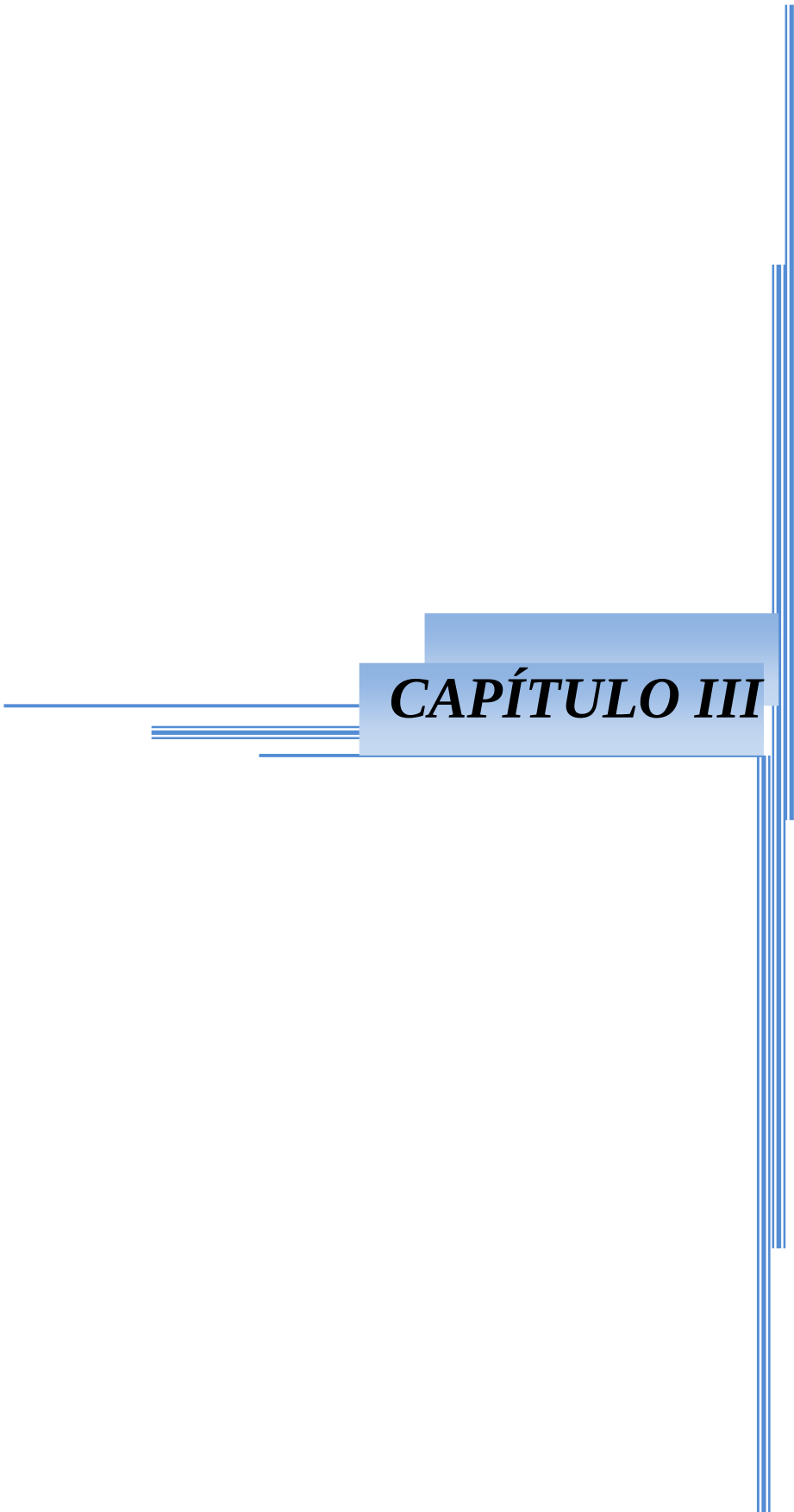
- **Coil Car:** Es un vehículo de carga de bobinas.
- **Cinta transportadora:** sistema de transporte del material sólido que se utiliza en distintas etapas del proceso productivo, traslada el material desde un lugar a otro.
- **Contaminación:** es la introducción en un medio cualquiera de un contaminante, es decir, la introducción de cualquier sustancia o forma de energía con potencial para provocar daños, irreversibles o no, en el medio inicial.
- **Contaminación ambiental:** a la presencia en el ambiente de cualquier agente (físico, químico o biológico) o bien de una combinación de varios agentes en lugares, formas y concentraciones tales que sean o puedan ser nocivos para la salud, la seguridad o para el bienestar de la población, o que puedan ser perjudiciales para la vida vegetal o animal, o impidan el uso normal de las propiedades y lugares de recreación y goce de los mismos.
- **Embutir:** Dar a una chapa metálica la forma de un molde o matriz prensándola o golpeándola sobre ellos.

- **Envase:** es un producto que puede estar fabricado en una gran cantidad de materiales y que sirve para contener, proteger, manipular, distribuir y presentar mercancías en cualquier fase de su proceso productivo, de distribución o venta.
- **Eje:** Es un elemento rotatorio generalmente de sección transversal circular, cuya función es transmitir movimiento y potencia.
- **Engranaje:** Es una rueda o cilindro dentado empleado para transmitir un movimiento giratorio o alternativo desde una parte de una máquina a otra.
- **Eficiencia:** Es la relación que existe entre los recursos planificados para realizar cualquier operación o proceso, y los recursos realmente utilizados.
- **Falla:** Ocurre cuando un miembro estructural o una estructura cesa de ejecutar la función para la cual fueron diseñados.
- **Factor de Seguridad:** Es un número mayor que uno que indica cuantas veces se debe aumentar simultáneamente todas las componentes del estado tensional para que se convierta en estado límite.
- **Fosa:** Hoyo que se hace en la tierra para enterrar o depositar un objeto, sustancias, material o algún cuerpo determinado.

- **Fricción:** Es la resistencia al movimiento relativo entre dos cuerpos en contacto.
- **Lata:** Es un envase opaco y resistente que resulta adecuado para envasar líquidos y productos en conserva.
- **Lubricación:** Es la forma más efectiva de reducir la fricción y el desgaste.
- **Mecanizado:** Es el conjunto de operaciones por las que, partiendo de una pieza en bruto (tocho) y eliminando o arrancando parte del material que la compone, se obtiene una pieza de la forma y dimensiones deseadas.
- **Sistema de producción:** Consisten en mano de obra, equipos y procedimientos diseñados para combinar los materiales y procesos que constituyen sus operaciones de manufactura.
- **Transporte:** Medio de traslado de personas o bienes desde un lugar hasta otro.
- **Viscosidad:** Es la oposición de un fluido a las deformaciones tangenciales.
- **Lopcyamat:** ley orgánica de prevención, condiciones y medio ambiente de trabajo cuyo objetivo es establecer las normas y lineamientos de las políticas,

que permitan garantizar a los trabajadores y trabajadoras, condiciones de seguridad, salud y bienestar en un ambiente de trabajo adecuado y propicio para el ejercicio pleno de sus facultades físicas y mentales, mediante la promoción del trabajo seguro y saludable, la prevención de los accidentes de trabajo.

- **Norma ISO 14001:** La organización planifica, implanta y pone en funcionamiento una política ambiental que tiene que ser apoyada y aprobada al máximo nivel directivo y dada a conocer tanto al personal de la propia organización como todas las partes interesadas. La política ambiental incluye un compromiso de mejora continua y de prevención de la contaminación, así como un compromiso de cumplir con la legislación y reglamentación ambiental aplicable.

A decorative graphic consisting of several horizontal and vertical blue lines of varying thicknesses, intersecting to form a stylized corner or frame. Two overlapping light blue rectangles are positioned in the center-right of the graphic.

CAPÍTULO III

3. CAPITULO III. MARCO METODOLÓGICO.

3.1. Nivel de investigación.

Según los objetivos planteados, la investigación realizada se puede catalogar como investigación descriptiva de campo, de acuerdo a la definición que sigue:

“Se entiende como investigación de campo al análisis sistemático de variable con el propósito de describirlos, explicar sus causas y efectos, entender su naturaleza y factores constituyentes o predecir su ocurrencia”. UPEL. (1990:5).

De acuerdo a este concepto, la primera parte de la investigación se dedicó al diagnóstico del funcionamiento del sistema de transporte de latas y el sistema de producción actual y la determinación de las fallas que presenta, para la posterior interpretación y descripción de las mismas.

También puede considerarse como una investigación tipo descriptiva definida como:

“La investigación tipo descriptiva proporciona al investigador mayor información sobre el problema; es decir, mediante esta investigación, se define clara y profundamente la situación problema, identificando las variables de mayor importancia que afecten directa e indirectamente al desarrollo de la investigación y por supuesto ayudar a obtener mayor conocimiento de aquello que estamos estudiando a fin de obtener los mayores beneficios con esta investigación, que se podría decir que es una de las más importantes en la etapa inicial”. UCV. (2001).

Ya que es necesario realizar la descripción detallada para identificar cada etapa del proceso y de este modo distinguir sin dificultad el problema a resolver.

Asimismo se puede considerar como una investigación documental definida como:

“El estudio de problemas con el propósito de ampliar y profundizar el conocimiento de su naturaleza con el apoyo principalmente en fuentes bibliográficas y documentales”. UPEL. (1992:5).

Ya que involucró el estudio de la esencia del problema y de las alternativas tecnológicas existentes, evaluando dicho estudio en función de los conocimientos obtenidos en la documentación.

Igualmente se puede considerar de tipo proyecto factible, que es definida como:

“El proyecto factible consiste en la elaboración de un modelo operativo viable, o una solución posible a un problema de tipo práctico para satisfacer las necesidades de una institución o grupo social”. UPEL. (1992:7)

Debido a que se busco la soluciona un problema afrontado por La empresa Superenvases Envalic en el estado Carabobo.

Del mismo modo puede considerarse una investigación de tipo explicativa la cual está definida a continuación como.

“Es aquella que tiene relación causal; no sólo persigue describir o acercarse a un problema, sino que intenta encontrar las causas del mismo. Se ocupa de la generación

de teorías, determina las causas de un evento. En la investigación explicativa se pretende detectar las relaciones entre eventos de la hipótesis causal”. UCV. (2001).

De esta manera se puede plantear una respuesta al problema planteado generando alternativas de solución.

3.2. Diseño de investigación.

Para realizar las actividades previstas y cubrir los objetivos planteados, es necesario seguir una serie de fases las cuales se presentan a continuación:

- **Fase 1:** Medición del tiempo de fabricación y cantidad de copas producidas por las máquinas (Minster de copas).
- **Fase 2:** En ésta fase se realizarán las mediciones y verificaciones correspondientes para la determinación de:
 - a. Propiedades de los envases a transportar; peso, dimensiones, entre otros.
 - b. Propiedades del lubricante utilizado en el proceso; peso, viscosidad, entre otros.
 - c. Caudal de lubricante que maneja cada máquina así como también las características de la tubería utilizada para la recolección del mismo.
- **Fase 3:** Planteamiento de alternativas para la recolección de lubricante.

- **Fase 4:** Selección de la mejor alternativa para la recolección de lubricante.
- **Fase 5:** Planteamiento de las diversas alternativas de sistemas de transporte, que existen para el traslado de las latas hasta el proceso de lavado.
- **Fase 6:** Selección del sistema de transporte más adecuado.
- **Fase 7:** Determinación de los parámetros de diseño.
- **Fase 8:** Establecimiento de los parámetros de diseño según catalogo de fabricantes.
- **Fase 9:** Evaluación de la factibilidad económica mediante la comparación de costos operacionales antes y después de la instalación del proyecto.
- **Fase 10:** Establecimiento de las conclusiones de la investigación, así como las recomendaciones pertinentes para mejoras futuras del sistema diseñado.

Para la selección del sistema más adecuado que sustituirá el sistema actual es necesario mencionar ciertos requerimientos del usuario los cuales debe incluir el diseño a presentar. Estos requerimientos servirán de ayuda para descartar aquellas alternativas en las que no se contemple algunos de ellos. A continuación se citan:

1. El sistema seleccionado deberá adaptarse a la distribución del espacio existente en la planta, es decir, no se podrá establecer alguna otra disposición de las máquinas.

2. El sistema a diseñar deberá ser tal que su mantenimiento no sea excesivamente costoso ni complejo.
3. La implantación del diseño realizado deberá definir un sistema de transporte y un sistema de drenaje de lubricante según las características y propiedades de los envases a manejar, así como evaluar su factibilidad económica.

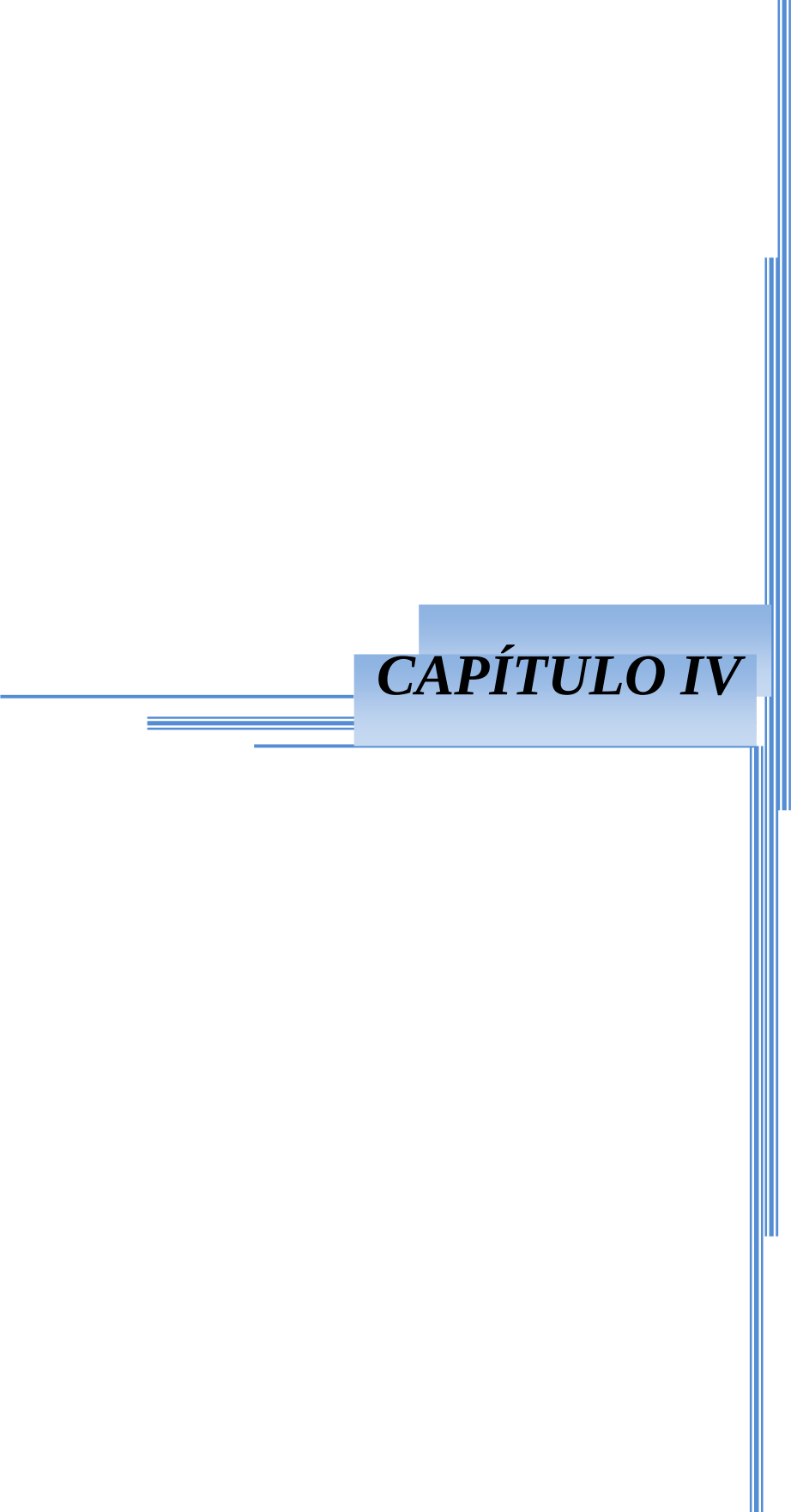
La técnica para seleccionar la solución más adecuada es la situación problemática es la recomendada por el instructivo “Estrategias Creativas en el Diseño Mecánico”¹, en el cual, se requiere el planteamiento de varias alternativas de solución las cuales presentaran ventajas y desventajas al momento de su implantación, están serán evaluadas a través de ponderaciones por el diseñador, para finalmente llegar a la solución que mejor se adapte a los requerimientos del usuario.

3.3. Técnicas de recolección de datos.

Según el tipo de investigación y el problema planteado las técnicas de recolección de datos utilizadas fueron las siguientes:

- **Primarias:** Por medio de la observación directa y entrevistas no estructuradas con el personal obreros, técnicos e ingenieros.
- **Secundarias:** Por medio de los documentos, manuales y estudios previos realizados en la empresa como forma de referencia.

¹Vilchez, Nelson. Universidad de Carabobo. (2002)



CAPÍTULO IV

4. CAPÍTULO IV.

CÁLCULOS.

4.1. Propiedades de los envases a transportar.

Tabla N° 1. Propiedades de los envases. **Fuente:** Superenvases Envalic.

Altura	0,105 m
Diámetro	0,066 m
Masa	0,011 Kg
Material	Aluminio

4.2 Propiedades del lubricante:

QUAKEROL 602 – LV (Lubricante sintético de alto rendimiento para la fabricación de envases de aluminio). Ver tabla N° 2.

Es un lubricante sintético 100% activo, diseñado para dar excelente lubricación.

4.2.1 Ventajas.

- Opera a baja concentración, ya que incorpora en su formulación altas cantidades de aditivos lubricantes, permitiendo así un ahorro significativo en los costos de lubricante.

- Fácil remoción basada en dos efectos fundamentales: baja viscosidad que proporciona un mínimo espesor de película y baja concentración de empleo minimizado el subsecuente arrastre de lubricante. Ambos efectos obviamente disminuyen la dificultad de limpieza.
- Bajo nivel de espuma en los sistemas de filtración, inclusive a altos caudales de bombeo.
- Excelentes resultados con técnicas de separación ácida, dando bajos niveles de solvente en el efluente.

Tabla N° 2. Propiedades del lubricante. **Fuente:** Superenvases Envalic.

Apariencia:	Líquido marrón transparente
Índice de Saponificación:	130 mg KOH/g mínimo
Ácidos grasos libres:	10% como Oleico
Viscosidad (@ 40 ° C):	200 SSU
p H al 5% de concentraciones agua destilada:	8.50 – 8.90
Punto de inflamación:	187 ° C (COC)
Gravedad Especifica (@15 ° C):	0.92 aprox.
Densidad (g/ml)	0,95

4.3. Situación actual del proceso de drenaje y transporte del lubricante.

- El caudal de lubricante utilizado para el proceso de embutido es de 25 gpm ($0,001646 \text{ m}^3/\text{s}$) por cada máquina embutidora, en total son 8 máquinas (2 Standum y 6 D & I). Asimismo el caudal utilizado para el proceso de corte, es de 3 gpm ($1,975 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$) por cada máquina, dando como resultado que el caudal total de lubricante es de 224 gpm ($0,0147 \text{ m}^3/\text{s}$), para toda la línea de producción.
- El caudal proveniente de las máquinas embutidoras y de las cortadoras (trimmer) es conducido por medio de tuberías hasta un tanque recolector. El lubricante que sale de las máquinas embutidoras cae a un depósito pequeño el cual está abierto a la atmosfera, el cual se acopla a la tubería que conduce el fluido al tanque antes mencionado y su diámetro es de $\Phi = 3$ pulg (0,0762 m). En el caso de la cortadora (trimmer) no posee este depósito ya que la tubería esta acoplada directamente a la cortadora, el diámetro de esta es de $\Phi = 1 \frac{1}{2}$ pulg. (0,0381 m) (Ver figura N° 17).
- El lubricante que sale de las máquinas embutidoras se rebosa del depósito causando una pérdida de 0,3 gpm ($1,975 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$).
- Es importante acotar que el lubricante fluye por las tuberías desde las embutidoras y cortadoras hasta el tanque recolector, bajo la acción de la gravedad sin ningún tipo de bombeo (Ver figura N° 18).

- Una vez que llega al tanque recolector el lubricante es bombeado desde el tanque recolector hasta unos filtros donde se le extraen impurezas, para después retornar al proceso nuevamente.
- Las latas, al salir de las máquinas y cortadoras entran en los transportadores boca abajo y estas quedan impregnadas de lubricante. A medida que las latas son transportadas hasta la lavadora, este lubricante se va escurriendo y cae directamente en la fosa recolectora que se encuentra por debajo de los transportadores. Esta fosa tiene la función de recolectar el lubricante escurrido y llevarlo hasta el tanque recolector (Ver Figura N° 19).

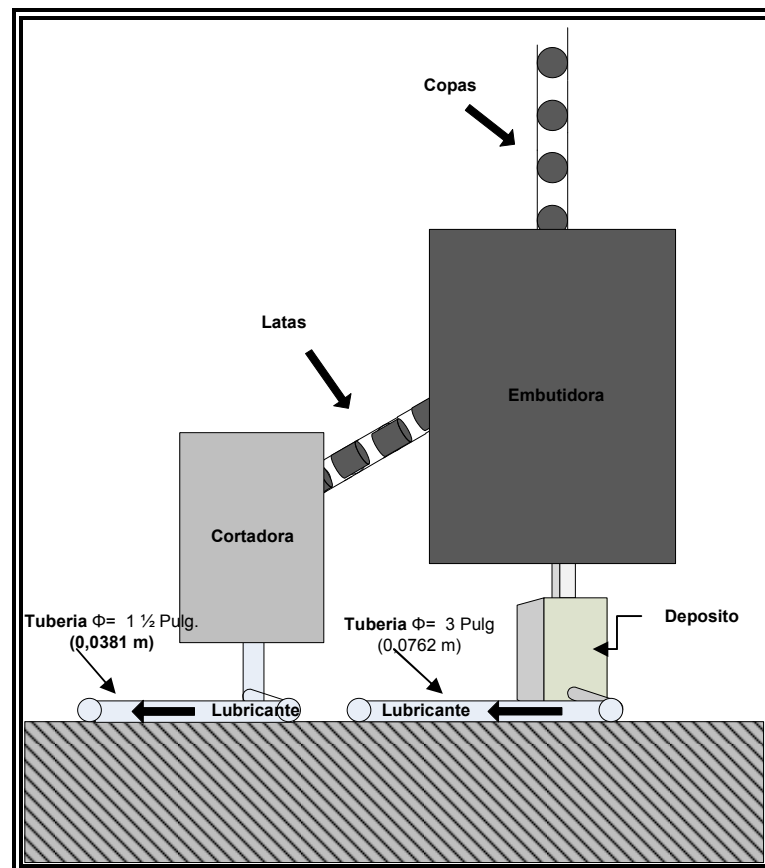


Figura N° 17. Detalle de tubería y maquinaria. Fuente: Elaboración propia.

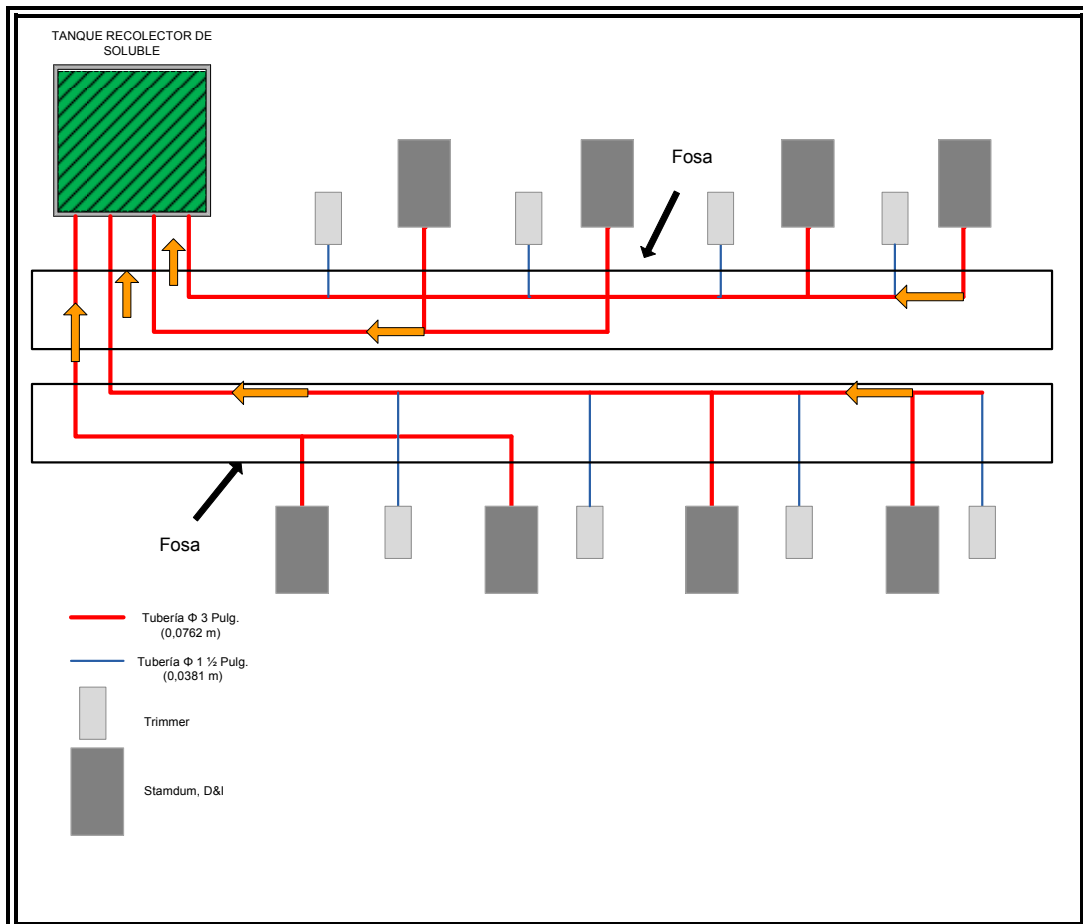


Figura N ° 18. Distribución de las tuberías en la actualidad. **Fuente:** Elaboración propia.

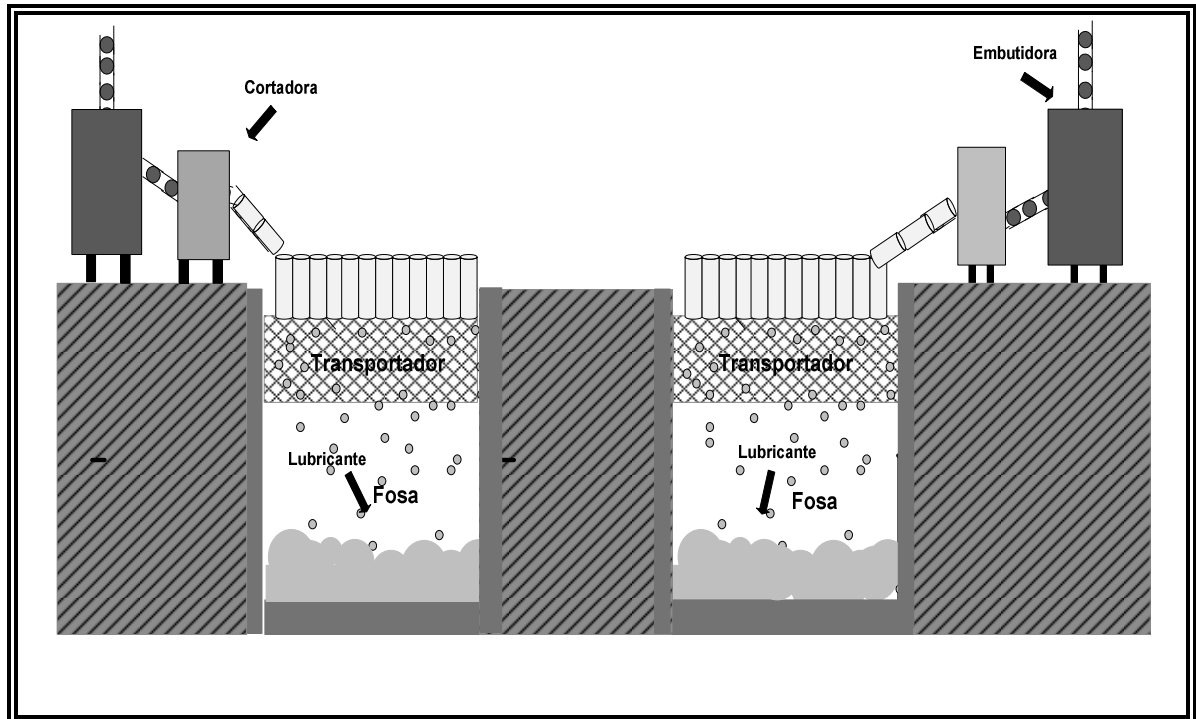


Figura N° 19. Situación Actual. Fuente: Elaboración propia.

4.3.1. Viscosidad cinemática del lubricante (ν).

Tomando de la tabla N° 2 que la densidad del lubricante es de 0,95 g/ml. y la viscosidad cinemática de 200 ssu y transformándolo a Centistoke (cst), se tiene:

- 1 Ssu equivale a $2,17 \times 10^{-3}$ stoke, por lo tanto 200ssu equivalen a 0,434 stoke.
- 1 stoke equivale a 100 cst, por lo tanto 0,434 stoke equivalen a 43,4 cst, equivalentes también a $4,34 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ por lo tanto la viscosidad cinemática es:

$$\nu_{\text{cinematica}} = 43,4 \text{ cst} = 4,34 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

4.3.2. Viscosidad dinámica del lubricante (μ).

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (4.1)$$

$$\mu = (\nu)(\rho)$$

$$\mu = (4,34 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}) \times (950 \text{ kg/m}^3)$$

$$\mu = 0,04123 \text{ Pas} = 41,23 \text{ cp.}$$

4.3.3. Peso específico del Agua (γ).

$$\gamma_{\text{H}_2\text{O}} = \rho_{\text{H}_2\text{O}} \times g \quad (4.2)$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1000 - \frac{(T(^{\circ}\text{C}) - 4)^2}{180} \quad (4.3)$$

Con $T = 40^{\circ}\text{C}$ queda:

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1000 - \frac{(40 - 4)^2}{180} = 992,8 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 992,8 \text{ kg/m}^3$$

$$\gamma_{H_2O} = (992,8 \text{ kg/m}^3) \times (9,81 \text{ m/s}^2)$$

$$\gamma_{H_2O} = 9739,368 \text{ N/m}^3$$

$$\gamma_{H_2O} = 9,739 \text{ kN/m}^3$$

4.3.4. Peso específico del lubricante.

$$\gamma_{\text{lubricante}} = \rho_{\text{lubricante}} \times g \quad (4.4)$$

$$\rho_{\text{lubricante}} = 949,973 \text{ kg/m}^3$$

$$\gamma_{\text{lubricante}} = (949,973 \text{ kg/m}^3) \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\gamma_{\text{lubricante}} = 9,318 \text{ kN/m}^3$$

4.3.5. Dimensiones del depósito.

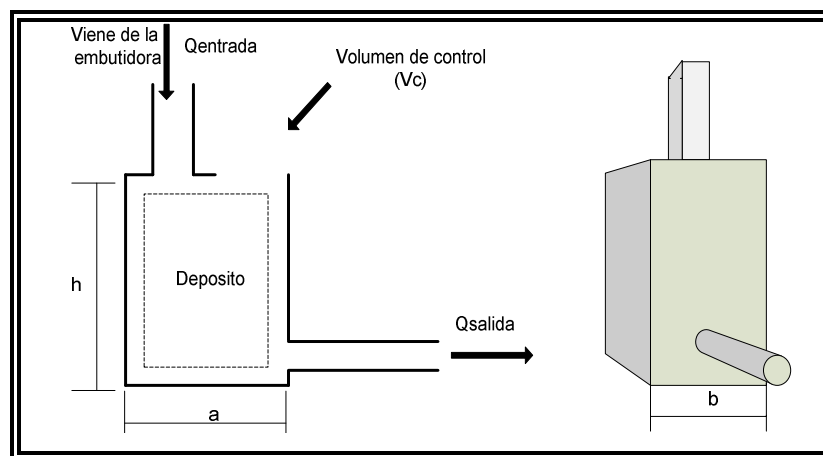


Figura N° 20. Detalle de depósito actual. Fuente: Elaboración propia.

El caudal del lubricante que entra al depósito es $Q_{entrada} = 25 \text{ gpm} = 0,001646 \text{ m}^3/\text{s}$.

4.3.5.1. Volumen del depósito.

$$V = a \times b \times h \quad (4.5)$$

$$h = 0,35 \text{ m}$$

$$a = 0,30 \text{ m}$$

$$b = 0,30 \text{ m}$$

$$V = 0,3\text{m} \times 0,35\text{m} \times 0,3\text{m}$$

$$V = 0,0315\text{m}^3$$

4.3.5.2. Área del depósito.

$$A = a \times b \quad (4.6)$$

$$A = 0,3 \times 0,3$$

$$A = 0,09 \text{ m}^2$$

4.3.6. Rapidez de cambio de masa dentro del depósito.

Aplicando la ley de la conservación de la masa tomando como volumen de control el depósito, se tiene:

$$\frac{dm}{dt}_{\text{sistema}} = \frac{d}{dt} \int_{vc} \rho \times dV + \int_{sc} \rho \times (\mathbf{V} \times \mathbf{n}) \cdot d\mathbf{A} \quad (4.7)$$

$$\frac{dm}{dt}_{\text{sistema}} = \frac{dm}{dt} + \int_{sc} \rho \times (\mathbf{V} \times \mathbf{n}) \cdot d\mathbf{A}$$

Como el volumen de control que se está estudiando tiene entrada y salida, y el vector velocidad es igual al vector área entonces:

$$\frac{dm}{dt}_{\text{sistema}} = \int_{vc} \rho \times \frac{dV}{dt} + (\rho \times A \times V)_{\text{salida}} - (\rho \times A \times V)_{\text{entrada}} \quad (4.8)$$

Con las ecuaciones:

$$\dot{m} = \rho \times Q \quad (4.9)$$

$$Q = V \times A \quad (4.10)$$

Sustituyendo queda:

$$\frac{dm}{dt}_{\text{sistema}} = \int_{vc} \rho \times \frac{dV}{dt} + (\rho \times Q)_{\text{salida}} - (\rho \times Q)_{\text{salida}}$$

$$\frac{dm}{dt}_{\text{sistema}} = \frac{d}{dt} \int_{vc} \rho \times dV + \dot{m}_{\text{salida}} - \dot{m}_{\text{entrada}}$$

$$\frac{dm}{dt}_{\text{sistema}} = \frac{d_m}{dt_{vc}} + \dot{m}_{\text{salida}} - \dot{m}_{\text{entrada}}$$

Por definición la masa del sistema no varía:

$$\frac{dm}{dt}_{\text{sistema}} = \frac{d_m}{dt} + \dot{m}_{\text{salida}} - \dot{m}_{\text{entrada}} \quad (4.11)$$

El caudal de entrada al depósito es de 25 gpm ($0,001646 \frac{m^3}{s}$), la pérdida de lubricante en el sistema (depósito) es de 0,3 gpm ($1,975 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$).

La masa permanece fija en el volumen de control cuya capacidad es de 9,5 galones. El caudal de salida del depósito es de 15,2 gpm ($1,02 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$). Cabe destacar que, estas medidas fueron tomadas experimentalmente, utilizando un cronómetro y un envase, bajo la supervisión y aprobación del Ingeniero Landy Roa., entonces:

$$\frac{d_m}{dt} = (\rho) \times (Q_e) - (\rho) \times (Q_s) \quad (4.12)$$

$$\frac{d_m}{dt} = (949,97 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}) \times (0,001646 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}) - (949,97 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}) \times (1,02 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}})$$

$$\frac{d_m}{dt} = (1,56 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}) - (0,95 \frac{\text{Kg}}{\text{s}})$$

$$\frac{d_m}{dt} = 0,59 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

La rapidez de cambio de masa teórica debe ser igual a la tomada experimentalmente de 0,3 gpm ($1,975 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$), en este caso no coincide, esta diferencia se debe a errores en la medición tanto de observación como de calibración de los instrumentos. Por lo tanto se toma en cuenta que la rapidez de cambio de masa será la teórica.

4.3.6. Velocidad del lubricante.

Tramo $\overline{12}$ (Ver apéndice A, figura A.1.)

Datos:

Qsalida del depósito es igual al caudal que entra a la tubería, por lo tanto. Qsalida=Q1

$$Q1 = 15,5 \text{ gpm} = 0,001 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D1 = 3 \text{ in} = 0,0762 \text{ m}$$

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

$$A_{\text{tubería}} = \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (4.13)$$

$$A_{\text{tubería}} = \frac{\pi \times (0,072\text{m})^2}{4}$$

$$A_{\text{tubería}} = 0,00456\text{m}^2$$

$$V = \frac{0,001\text{m}^3/\text{s}}{0,00456\text{m}^2}$$

$$V_{12} = 0,21\text{m/s}$$

4.3.8. Número de Reynolds (Re).

TRAMO 12

Datos:

$$D1 = 0,0762\text{m}$$

$$\rho_{\text{aceite}} = 949,973 \text{ kg/m}^3$$

$$\nu = 0,04123 \text{ kg/ms}$$

$$V_{12} = 0,21\text{m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{\rho \times D \times V}{\nu} \quad (4.14)$$

$$Re_{12} = \frac{(949,97 \text{ kg/m}^3) \times (0,0762 \text{ m}) \times (0,21 \text{ m/s})}{(0,041 \text{ kg/ms})}$$

$$Re_{12} = 370,76$$

Como el valor del Reynolds es $Re \leq 2000$, se considera un régimen laminar. Por lo cual se utilizarán las siguientes ecuaciones para el cálculo de las pérdidas y de la fricción.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (4.15)$$

$$f = \frac{64}{370,76}$$

$$f = 0,17$$

4.3.9. Pérdidas por carga.

TRAMO $\overline{12}$

Datos:

$$f = 0,17$$

$$D = 0,0762 \text{ m}$$

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$L = 1 \text{ m}$$

$$V_{12} = 0,21 \text{ m/s}$$

Ecuación de Darcy-Weisbach

(4.16)

$$hf_1 = f \frac{LV^2}{2gD} \longrightarrow hf_1 = (0,17) \times \frac{(1m) \times (0,21 \frac{m}{s})^2}{2 \times (9,81 \frac{m}{s^2}) \times (0,076m)}$$

$$hf_{12} = 0,005m$$

De esta misma forma se calcularon estos parámetros para los demás tramos, ver detalle en el Apéndice A.

Tabla N° 3. Pérdida por carga, Reynolds y velocidad de lubricante por tramos de tubería.

Fuente: Elaboración propia.

Tramos	Reynolds (Re)	Velocidad (m/s)	Pérdidas (mca)	Diámetro tubería (in)
1-2	370,76	0,21	0,005	3
2-6	370,76	0,21	0,026	3
3-4	150,07	0,17	0,016	$\frac{1}{2}$
5-6	370,76	0,21	0,005	3
7-8	150,07	0,17	0,016	$\frac{1}{2}$
9-10	150,07	0,17	0,016	$\frac{1}{2}$
11-12	150,07	0,17	0,016	$\frac{1}{2}$
6-13	759,18	0,43	0,22	3
14-15	370,76	0,21	0,0055	3
15-17	370,76	0,21	0,026	3
16-17	370,76	0,21	0,0055	3

17-18	759,18	0,43	0,11	3
19-20	150,07	0,17	0,016	$\frac{1}{2}$
20-22	38,13	0,043	0,006	3
21-22	370,76	0,21	0,005	3
22-26	370,76	0,21	0,026	3
23-24	150,07	0,17	0,016	$\frac{1}{2}$
25-26	370,76	0,21	0,005	3
26-33	759,18	0,43	0,29	3
27-28	150,07	0,17	0,016	$\frac{1}{2}$
29-30	150,07	0,21	0,004	3
30-35	370,76	0,21	0,026	3
31-32	150,07	0,17	0,016	$\frac{1}{2}$
34-35	150,07	0,21	0,004	3
35-36	759,18	0,43	0,18	3

4.4. Posibles Soluciones para la recolección del lubricante.

Para la búsqueda de la mejor solución a la situación problemática de la recolección del lubricante en la línea de producción (L-1), se han creado diversas alternativas de solución que puedan solventar el problema en función de la disponibilidad de la empresa.

4.4.1 Posible solución N° 1.

La recolección del lubricante se realizara con dos tuberías principales paralelas, una a cada lado de la línea de producción. A estas tuberías principales se

conectan tuberías secundarias provenientes de las maquina (D & I y Stadum) y de las cortadoras (trimmer). Estas tuberías poseen un diámetro el cual garantice que el lubricante sea transportado hasta el tanque de recolección (Ver Figura N° 20).

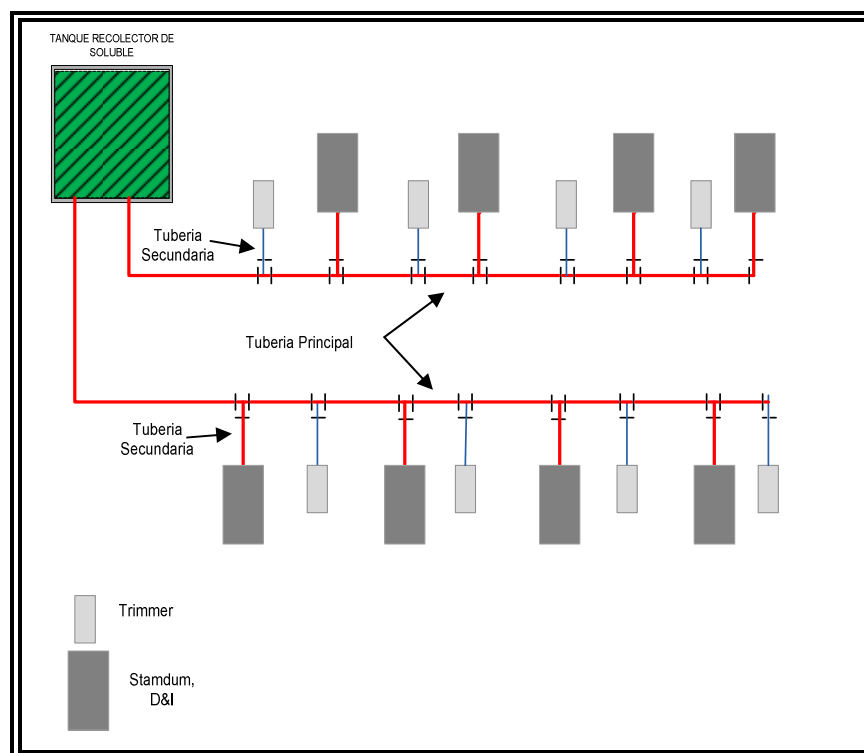


Figura N° 21 Posible Solución N ° 1. **Fuente:** Elaboración propia.

Tabla N° 4. Comparación de Ventajas y Desventajas de la solución N° 1.

Fuente: Elaboración propia.

Ventajas	Desventajas
El costo de esta alternativa es relativamente bajo ya que se utiliza pocas tuberías de recolección y esto implica menos material que comprar.	Para realizar el mantenimiento o reparación de alguna obstrucción de las tuberías hay que parar la producción de todas las máquinas embutidoras.
La complejidad de la instalación es relativamente sencilla ya que se utiliza dos tuberías matrices que recolecta el lubricante y a esta se acoplan las tuberías secundarias.	Existe la posibilidad de que al calcular el diámetro de la tubería que satisfaga el sistema, este sea muy grande y por ende no comercial, trayendo como consecuencia la fabricación del mismo.
Ocupa poco espacio lo cual permite una posible utilización del mismo para otros fines.	

4.4.2. Posible solución N° 2.

Se realizará la recolección del lubricante mediante tuberías individuales para cada máquina embutidora y para cada cortadora (trimmer), es decir, que se logrará

independizar la salida del lubricante de cada máquina, hasta llegar al tanque de recolección, la figura N° 21, muestra en detalle la posible solución N° 2.

Tabla N° 5. Comparación de Ventajas y Desventajas de la solución N° 2.

Fuente: Elaboración propia

Ventajas	Desventajas
Se tiene un mayor control del lubricante ya que permite identificar y localizar algún problema de obstrucción.	La instalación es compleja debido al gran número de tuberías y al poco espacio que se dispone para instalar las mismas.
Esta distribución permite realizar el mantenimiento de forma directa, en la tubería que sea necesario sin interrumpir el funcionamiento del resto de las máquinas.	Costos elevados que hacen de la alternativa una opción poco factible, debido a que se debe utilizar mucho material para las tuberías y de esta forma se incrementa el costo.
	Debido a la distribución y a la cantidad de tuberías a utilizar el espacio físico disminuye considerablemente.

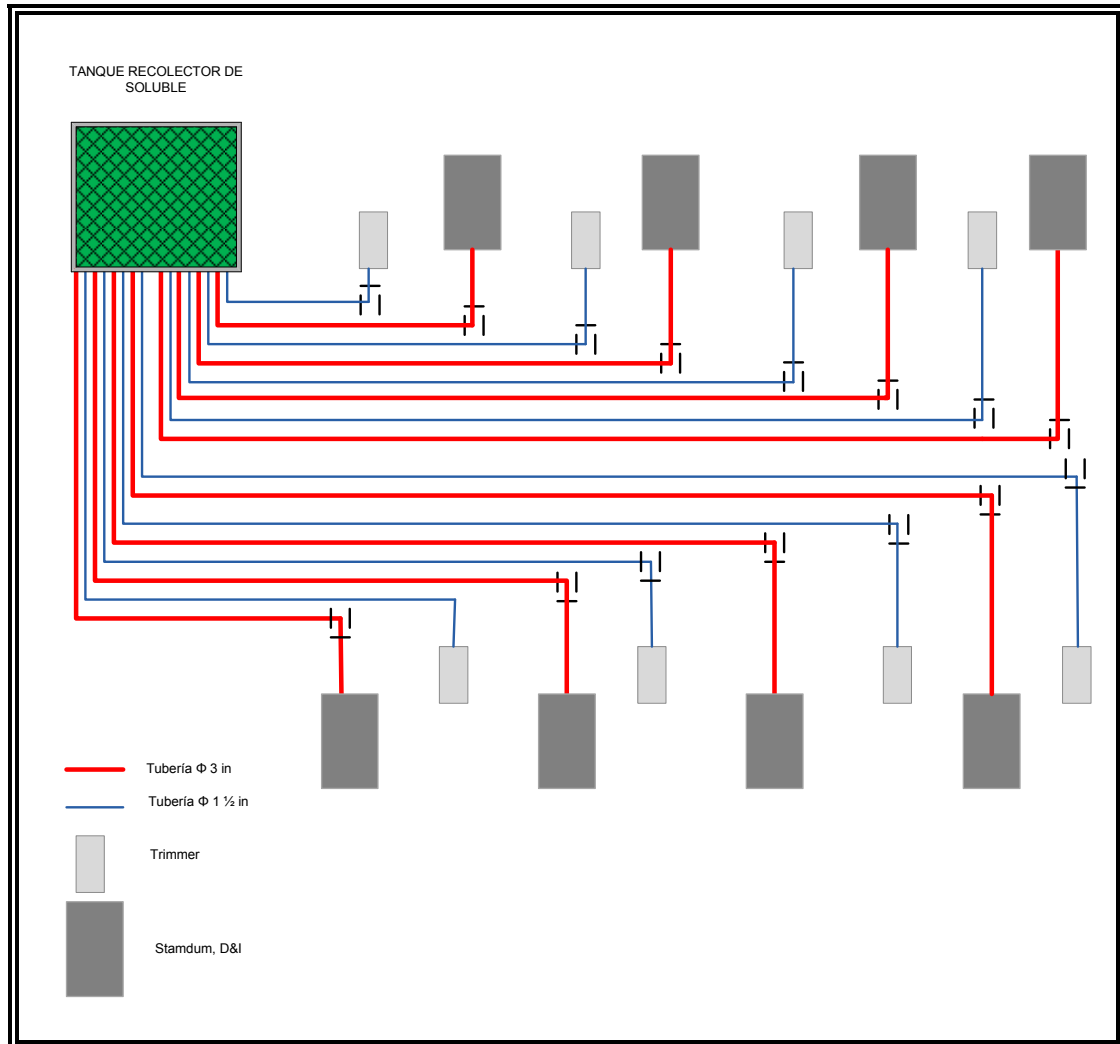


Figura N° 22. Posible Solución N° 2. **Fuente:** Elaboración propia

4.4.3. Posible solución N° 3.

La presente solución consta de tubería individuales para las máquinas embutidoras con un diámetro que satisfaga los requerimientos del sistema, una sola tubería para las cortadoras ya que estas manejan un caudal pequeño (Ver figura N° 22).

Tabla N° 6. Comparación de Ventajas y Desventajas de la solución N° 3.

Fuente: Elaboración propia.

Ventajas	Desventajas
Se tiene un mayor control del lubricante ya que permite identificar y localizar algún problema de obstrucción.	Los costos pueden ser elevados ya que se debe utilizar varias tuberías y por ende mucho material.
Esta distribución permite realizar el mantenimiento de forma directa, en la tubería que sea necesario sin interrumpir el funcionamiento del resto de las máquinas.	
Se ajusta al espacio físico disponible en la empresa.	
La instalación es relativamente sencilla debido a la distribución de las tuberías y el espacio disponible.	

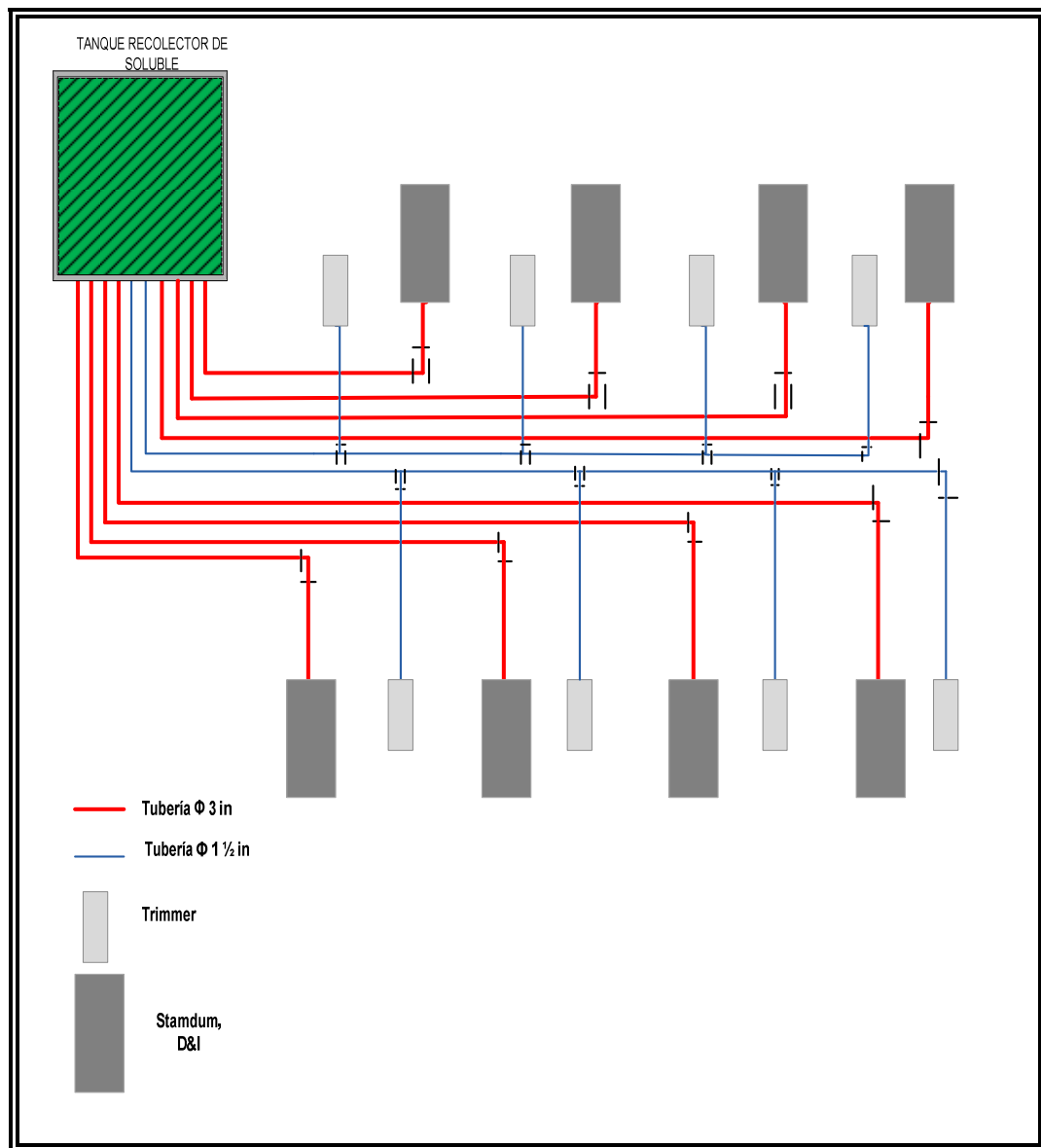


Figura N° 23 Posible Solución N° 3. **Fuente:** Elaboración propia.

4.4.4. Cuadro comparativo para la selección de la mejor alternativa.

Luego de presentar las posibles soluciones que nos pueden llevar a resolver el problema, se establecieron restricciones tales como: disponibilidad de espacio físico, costo, fácil instalación, fácil mantenimiento.

Estas fueron aplicadas a cada una de las soluciones a través de un cuadro comparativo mostrado en la tabla N° 7.

Tabla N° 7. Comparación de soluciones para el sistema de recolección de lubricante.

Fuente: Elaboración propia.

Posibles Soluciones			
Restricciones	PS1	PS2	PS3
Espacio Físico	SI	NO	SI
Costos	SI	NO	NO
Fácil Instalación	SI	NO	SI
Fácil mantenimiento	NO	SI	SI
Cumplimiento con la norma ISO 14001	SI	SI	SI

4.5. Selección de la mejor solución:

Para la selección de la mejor solución se tomo en cuenta el tabla comparativa (Tabla N° 6), encontrando que la solución N° 1 y solución N° 3 pueden resolver la situación problemática. La decisión final fue estudiada por el Ing. Landy Roa (Jefe de mantenimiento de la planta) obteniendo de su parte la autorización para la puesta en marcha de la solución N° 3.

4.5.1. Diseño del sistema de recolección de lubricante.

Tomando en cuenta un volumen de control en el depósito y aplicando la ley de conservación de la masa nuevamente se tiene:

$$\frac{d_m}{dt} = \dot{m}_{\text{entrada}} - \dot{m}_{\text{salida}}$$

$$\frac{d_m}{dt} = 0, \text{ por lo tanto}$$

$$Q_{\text{entrada}} = Q_{\text{salida}} = Q_1 = Q_2$$

$$Q_2 = 1,02 \times 10^3 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \longrightarrow Q_2 = 15,5 \text{ gpm}$$

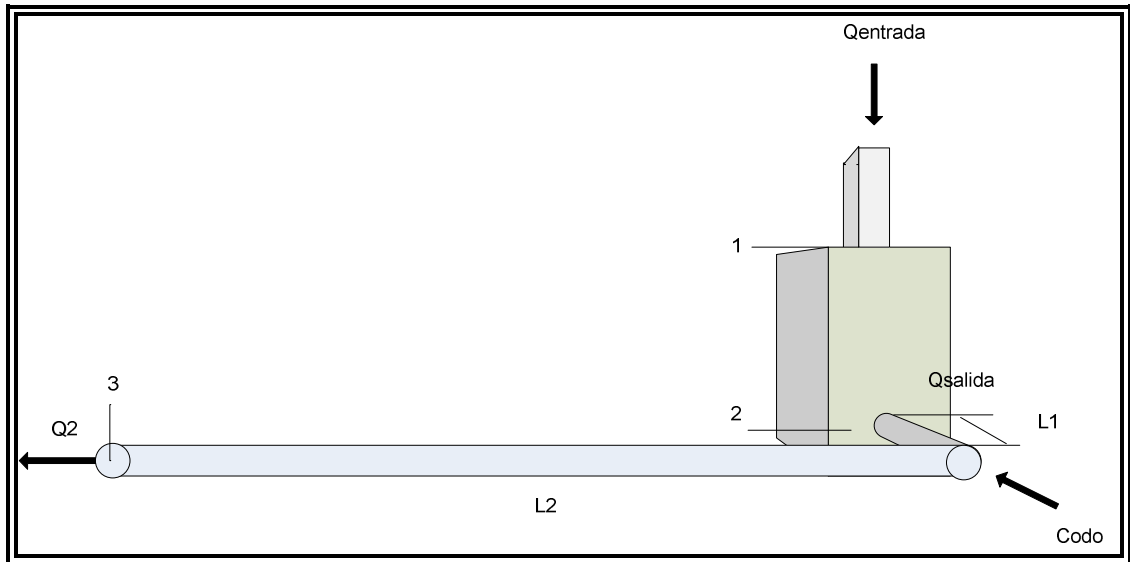


Figura N° 24. Detalle del depósito. **Fuente:** Elaboración propia.

Aplicando Bernoulli desde la superficie del depósito hasta la entrada del tubo se tiene:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2}{2g} + z_2 \quad (4.17)$$

La presión en la entrada $P_1 = 0$ ya que el tanque está abierto a la atmósfera y se trabaja con presiones manométricas.

$$V_1 = 0$$

Suponiendo que $\frac{V_2}{2g} = 0$ ya que se espera que los efectos viscosos y las dimensiones del depósito limiten la velocidad a un valor muy pequeño.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2$$

$$z_1 = \frac{P_2}{\gamma} \longrightarrow P_2 = z_1 \times \gamma \qquad P_2 = (0,4\text{m}) \times (9,318 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3})$$

$$P_2 = 3727,2\text{Pa} \longrightarrow$$

A la salida del tubo la presión $P_3 = 0$ por lo tanto la caída de presión es:

$$\Delta P = P_2 - P_3 \qquad \Delta P = 3727,2\text{Pa}$$

Debido al efecto de la viscosidad se trabaja con el modelo de flujo laminar desarrollado dentro de conductos y tomando en cuenta que el fluido esta solo bajo el efecto de la gravedad se considera este en régimen laminar.

Para un flujo desarrollado, laminar y estable en una tubería circular, se utiliza el flujo de Poiseuille donde la distribución de velocidad es la siguiente:

$$u(r) = \frac{1}{4\nu} \frac{d(p + \gamma h)}{dx} (r^2 - r_0^2) \qquad (4.18)$$

La velocidad media $V = \frac{Q}{A} = \frac{\int_0^{r_0} u(r) 2\pi r dr}{\pi r_0^2} = \frac{2}{r_0^2} \int_0^{r_0} \frac{1}{4v} \frac{d(p + \gamma h)}{dx} (r^2 - r_0^2) dr$

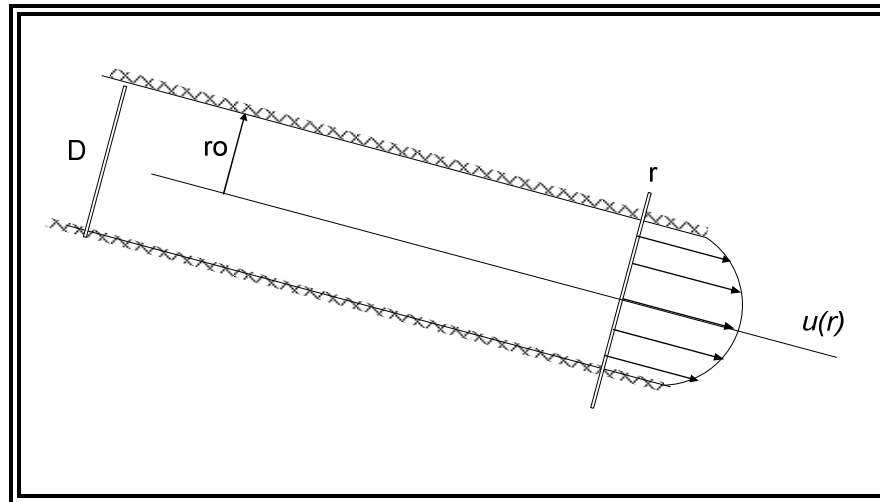


Figura N° 25. Detalle de depósito. **Fuente:** Elaboración propia.

Colocando la caída de presión ΔP en términos de velocidad media para una tubería horizontal queda:

$$\Delta P = \frac{8vVL}{r_0^2} \quad (4.19)$$

$$\Delta P = \frac{8vVL}{r_0^2} \longrightarrow \Delta P = \frac{8v \frac{Q_2}{A} L}{r_0^2}$$

$$\Delta P = \frac{8v \frac{Q_2}{\pi r_0^2} L}{r_0^2} \longrightarrow r_0 = \sqrt[4]{\frac{8Q_2 v L}{\pi \Delta P}} \quad (4.20)$$

Sustituyendo queda:

$$r_0 = \sqrt[4]{\frac{8(0,001027 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}) \times (28,2\text{m}) \times (0,04123 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2})}{(\pi) \times (3727,2,2\text{Pa})}}$$

$$r_0 = 0,031\text{m} \longrightarrow r_0 = 1,18 \text{ Pulg}$$

$$D = 2 \times r_0 \longrightarrow D = 2 \times 1,18\text{Pulg} \longrightarrow D = 2,44\text{Pulg}$$

Este diámetro no es comercial por lo tanto se escoge un diámetro:

$$D = 3\text{Pulg} \quad (0,0762\text{m})$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{Q_2}{\frac{\pi \times D^2}{4}} \longrightarrow V = \frac{0,001027 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\frac{\pi \times (0,0762)^2}{4}} \longrightarrow V = \frac{0,001027 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\frac{\pi \times (0,0762)^2}{4}}$$

$$V_{\text{media}} = 0,23 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{(0,23)^2}{(2) \times 9,81} = 0,0027 \text{ m}$$

En comparación con $\lambda = 0,4 \text{ m}$ así que la suposición de que la carga por velocidad es despreciable, es válida.

Verificando con el número de Reynolds para comprobar que el supuesto de flujo laminar es aceptable.

$$Re = \frac{\rho D V_2}{\nu}$$

$$Re = \frac{(949,973 \text{ kg/m}^3) \times (0,0762 \text{ m}) \times (0,23 \text{ m/s})}{(0,04123 \text{ kg/ms})}$$

$$Re = 403,71$$

Como el valor del Reynolds es $Re \leq 2000$, se considera un régimen laminar. Por lo tanto los cálculos anteriores son válidos. Hay que tener en cuenta que la longitud de entrada no sea excesiva por lo tanto se tiene:

$$L_E = 0,065 \times Re \times D = 0,065 \times 403,71 \times 0,0762 \longrightarrow L_E = 1,99 \text{ m}$$

Esto representa aproximadamente el 7 % de la longitud total, así que es aceptable ya que es pequeña, por tanto todos los cálculos realizados fueron comprobados y confiables.

Por ser un régimen laminar el factor de fricción se calcula de la siguiente manera:

$$f = \frac{64}{Re} \longrightarrow f = \frac{64}{403,71} \longrightarrow f = 0,16$$

$$V_{\max} = 2V_{\text{media}}$$

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = h_l = f \frac{LV_{\max}^2}{2gD} \quad ; \text{ Donde } h_l \text{ es la pérdida de carga.}$$

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = h_l = (0,16) \times \frac{(28,2) \times (0,43)^2}{2(9,81) \times (0,0762)}$$

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = h_l = (0,16) \times \frac{(28,2) \times (0,43)^2}{2(9,81) \times (0,0762)}$$

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = 0,55\text{m}$$

Para lograr una caída de presión mayor que satisfaga lo antes diseñado se colocará un niple de 0,15 m en la parte inferior del depósito, y tubo acoplado en la parte interior del depósito de 0,35 m, con esto se garantiza que el tanque permanezca lleno y se pueda inspeccionar al constante flujo de lubricante en el mismo. Con este

rediseño se pretende variar la energía potencial y de esta forma aumenta la caída de presión.

Adicionalmente se le agregan dos agujeros con tapones de purga en el fondo del depósito, cuyos diámetros son de (0,05 m). El fin de estos agujeros es facilitar las tareas de mantenimiento.

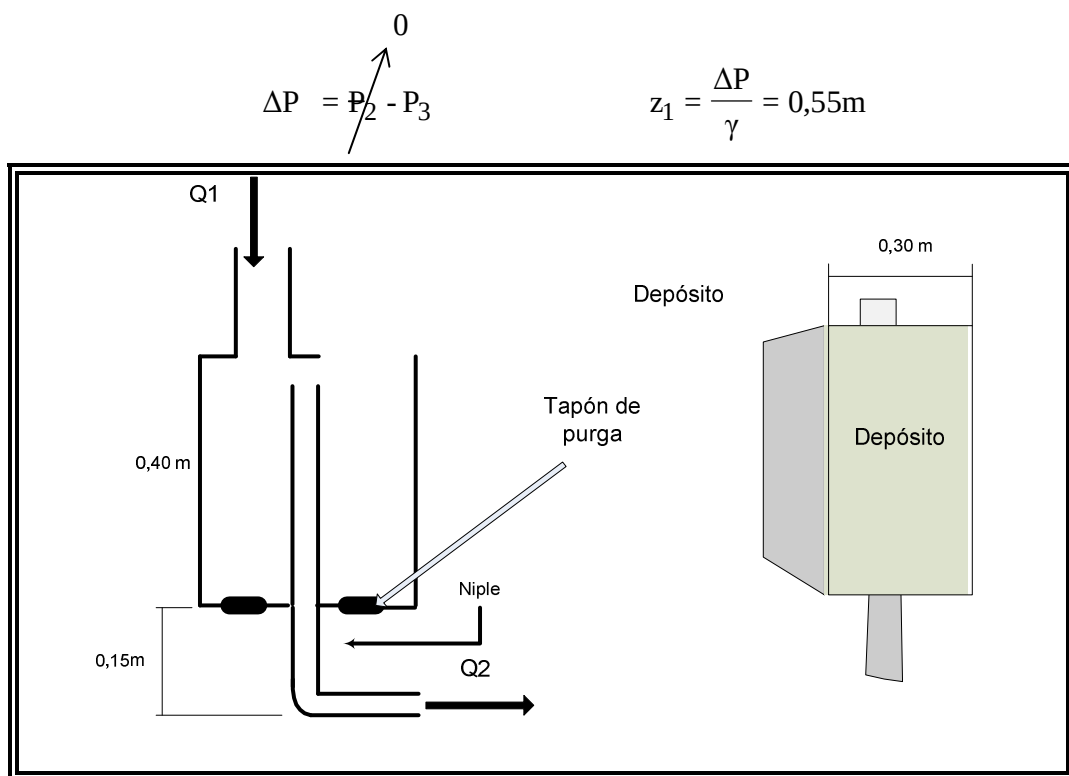


Figura N° 26. Dimensiones del nuevo depósito. **Fuente:** Elaboración propia.

El diámetro de la tubería para las cortadoras se realiza bajo el mismo principio de flujo desarrollado en tuberías, hay que considerar que no hay caída de presión en esta tubería ya que se encuentra abierta a la atmosfera.

Suponiendo un diámetro de $D = 1\frac{1}{2}$ Pulg (0,0381 m)

Se considera al tramo 1-2 ya que este maneja el caudal proveniente de todas las cortadoras.

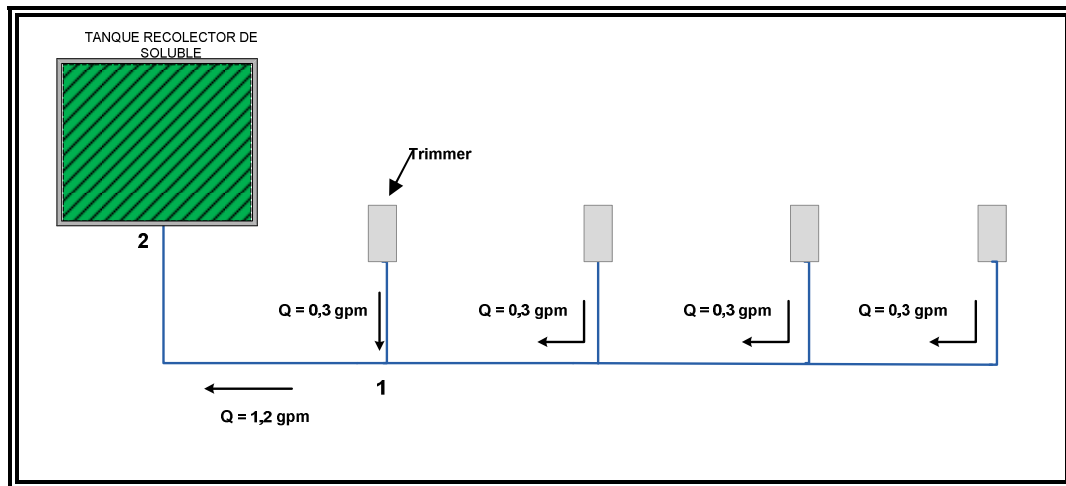


Figura N° 27. Tubería recolectora de lubricante de las cortadoras. **Fuente:** Elaboración propia.

$$L_{12} = 9,5\text{m}$$

$$V = \frac{7,90 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\frac{\pi \times (0,0381)^2}{4}}$$

$$V_{\text{media}} = 0,06 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Re} = \frac{\rho D V_{\text{media}}}{\nu}$$

$$Re = \frac{(949,973 \text{ kg/m}^3) \times (0,0381 \text{ m}) \times (0,06 \text{ m/s})}{(0,04123 \text{ kg/ms})}$$

$$Re = 52,96$$

$Re \leq 2000$, se considera un régimen laminar.

$$L_E = 0,065 \times R_e \times D = 0,065 \times 52,96 \times 0,0381 \longrightarrow L_E = 0,13 \text{ m}$$

Como la longitud total de la tubería es de 9,5 m por lo tanto $L_E = 0,13 \text{ m}$ representa un 1,3% de la longitud total, por lo cual el flujo se puede desarrollar completamente. Por lo tanto este diámetro cumple con los requerimientos del sistema.

$$D = 1^{1/2} \text{ Pulg } (0,03814 \text{ m})$$

4.5.2 Análisis de resultados.

La situación actual del lubricante, anteriormente descrita, ocasiona pérdidas del aceite soluble durante el proceso de formación de las latas, específicamente durante el proceso de embutido.

Estas pérdidas se lograron minimizar en un 100% mediante el rediseño del depósito que contiene el aceite proveniente de las máquinas embutidoras,

implementando las ecuaciones asociadas a las características del fluido, es decir, un flujo laminar completamente desarrollado dentro de una tubería circular.

En el nuevo diseño, se modifican las dimensiones del depósito para satisfacer la caída de presión que experimenta el fluido dentro del mismo, garantizando que el mismo no rebose y por lo tanto, no existan pérdidas que generan costos y contaminación en el área de trabajo, solventando de esta manera la problemática.

4.6. Posibles soluciones para el transporte de latas.

Tomando en cuenta los mismos criterios de selección de la mejor solución usados para la recolección de lubricante, se plantean las siguientes soluciones para el diseño de un nuevo sistema de transporte que permita dar solución a la situación problemática.

4.6.1. Posible solución N ° 1.

Los envases metálicos serán elevados por medio de una cinta transportadora, la cual se inclina desde el nivel del suelo hasta un nivel superior (lavadora) con un ángulo de inclinación que garantice que los envases mantengan su posición sin sufrir volcamiento, tomando en cuenta el espacio disponible y la disposición de la maquinaria.

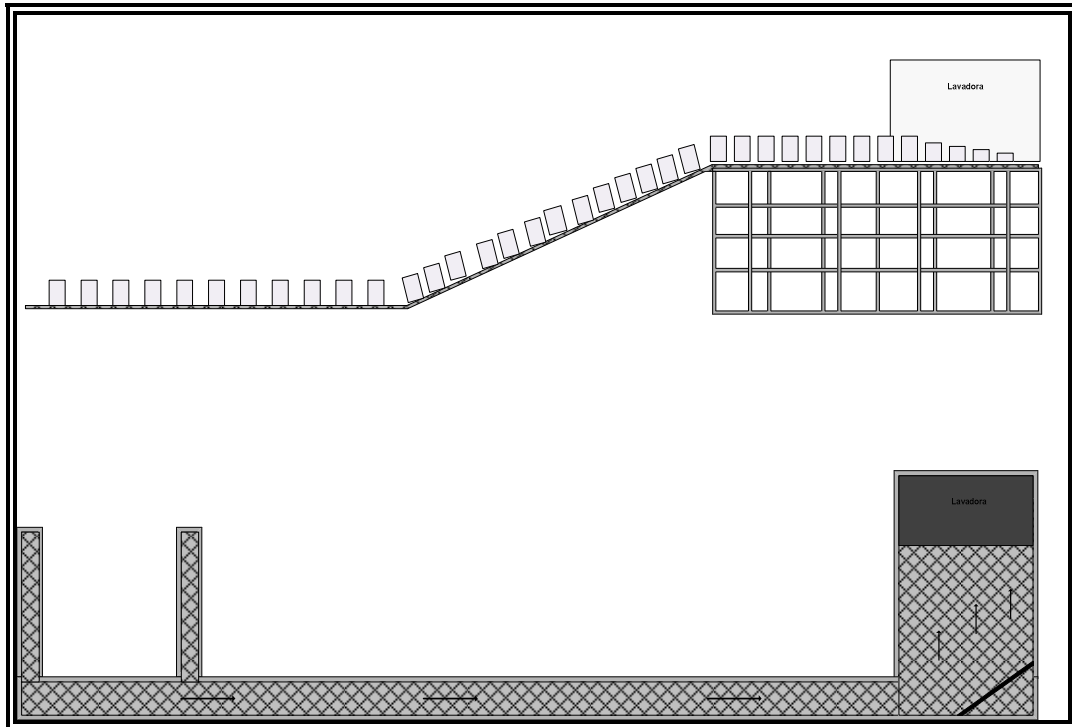


Figura N° 28. Posible Solución N ° 1. **Fuente:** Elaboración propia.

Tabla N° 8. Ventajas y desventajas para la solución N° 1.

Fuente: Elaboración propia

Ventajas	Desventajas
Se logra tener mayor acceso en cuanto a visibilidad, ya que es un proceso lineal en donde se puede verificar el proceso continuamente.	Debido a la disponibilidad de espacio físico en la planta, el ángulo de inclinación del transportador no garantiza en un 100% que los envases mantengan su posición hasta llegar al nivel superior, trayendo como consecuencia el volcamiento de los mismos.
Los costos son relativamente bajos, debido al sencillo diseño, y que no requiere de gran cantidad de material para realizarlo.	

4.6.1. Posible solución N° 2.

Esta solución se basa en el estudio de los envases en dos etapas hasta llegar al nivel superior (lavadora), con este diseño se garantiza una inclinación moderada del transportador hasta llegar a un nivel intermedio donde los envases realizan un giro de 180° (cambio de sentido) y continúan subiendo hasta un segundo nivel en donde realizan otro giro de 180°, para luego continuar su recorrido de forma inclinada y de esta forma llegar al nivel de la lavadora.

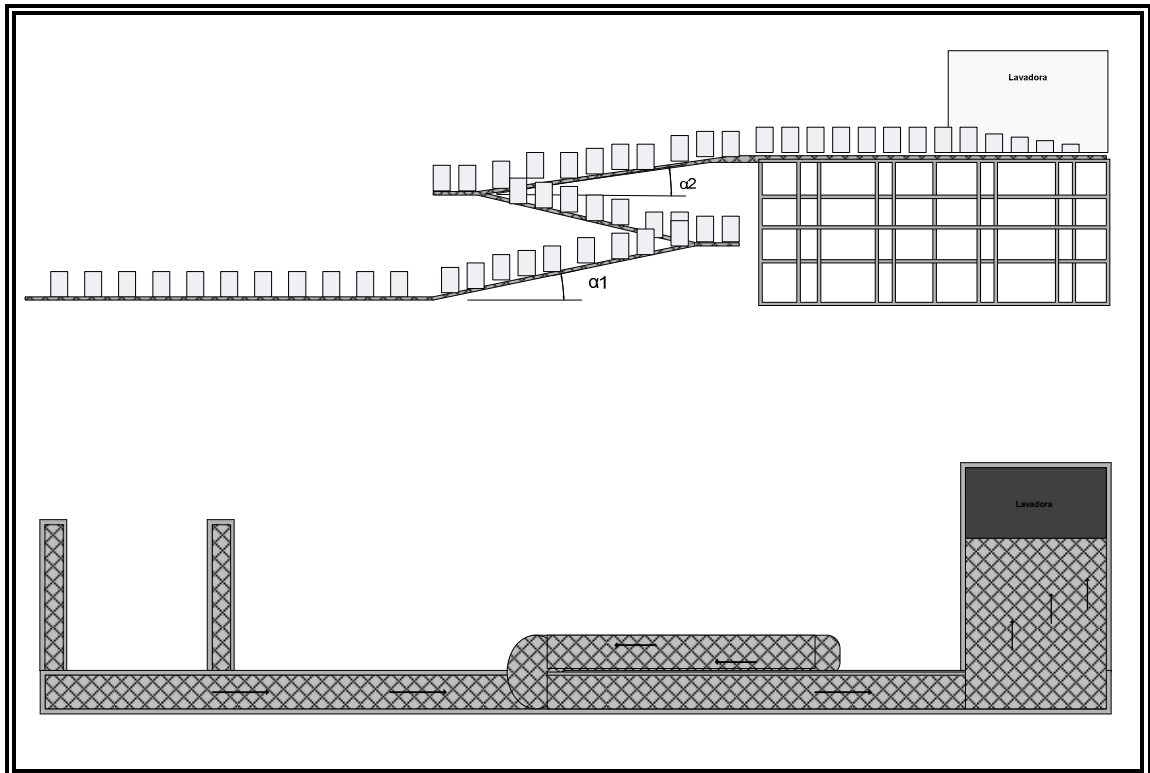


Figura N° 29. Posible Solución N ° 2. **Fuente:** Elaboración propia

Tabla N° 9. Ventajas y desventajas de la solución N° 2.

Fuente: Elaboración propia

Ventajas	Desventajas
Esta solución nos ofrece la ventaja de elevar los envases en varias etapas, disminuyendo la posibilidad de que pueda generarse el volcamiento, ya que el ángulo de inclinación de la cinta transportadora disminuye significativamente.	Es necesario utilizar varios transportadores para lograr la elevación de las latas hasta el nivel de la lavadora debido a los giros que se tiene en el recorrido.
Los costos para implementar esta solución son relativamente bajos, ya que no se requiere realizar una gran inversión en cuanto al material.	Se debe realizar una estructura compleja para el soporte del conjunto de los transportadores.
Se puede acceder de fácil manera a cualquier parte de los transportadores para realizar algún mantenimiento o reparación.	Las latas deben realizar un recorrido mas largo en comparación con el actual.
La disposición de los transportadores ocupa un espacio físico moderado.	

4.6.2. Posible solución N° 3.

Consta de un solo transportador en forma de espiral que permita elevar las latas hasta el nivel de la lavadora, teniendo estas un recorrido de 360° en 4 vueltas.

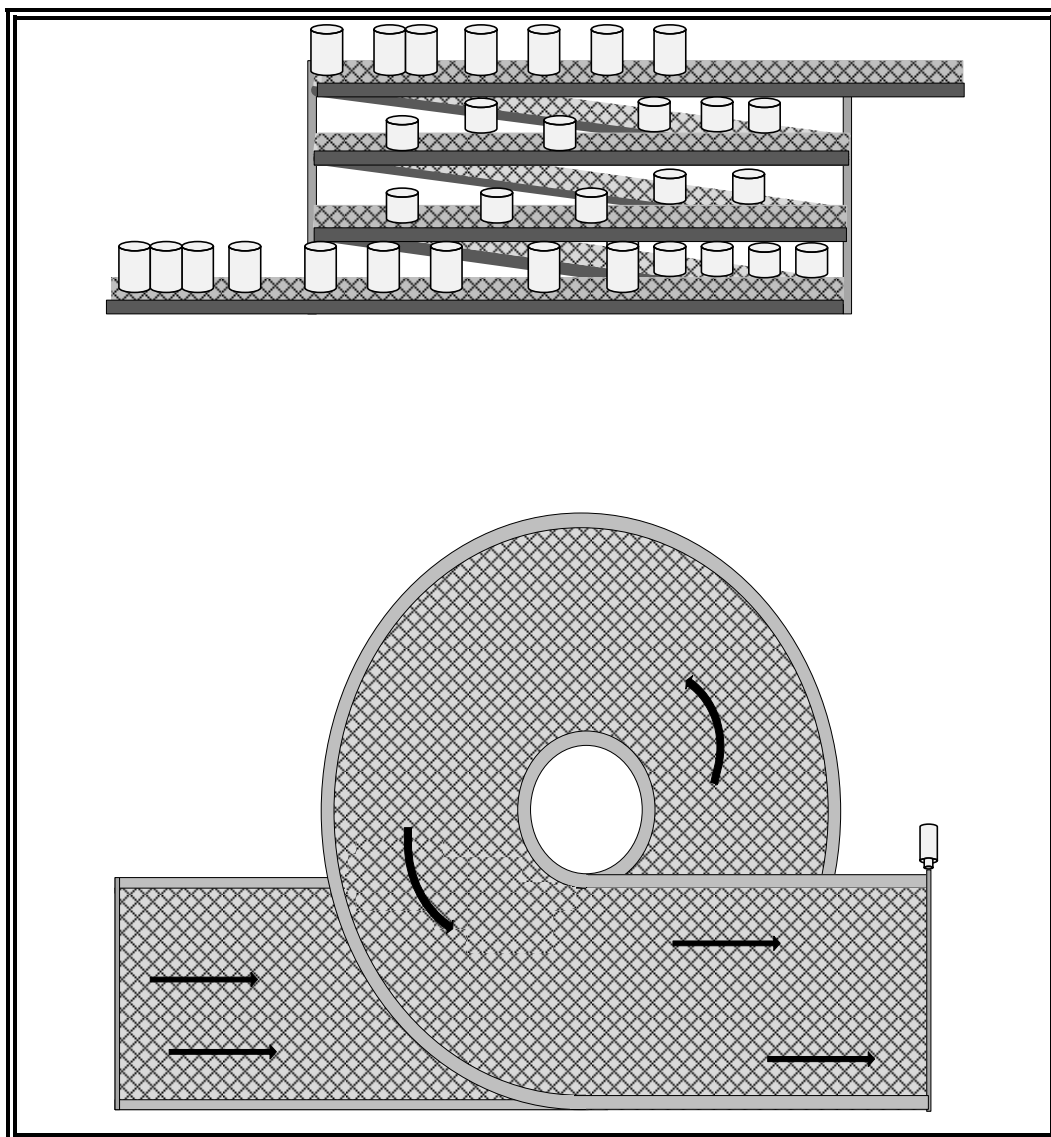


Figura N° 30. Posible Solución N° 3. **Fuente:** Elaboración propia.

Tabla N° 10. Ventajas y desventajas de la solución N° 3.

Fuente: Elaboración propia.

Ventajas	Desventajas
Garantiza una elevación con ángulos muy pequeños disminuyendo así alguna posibilidad de volcamiento.	Elevados costos de implementación ya que la estructura y bandas radiales tienen un alto valor en el mercado.
Debido a su forma de espiral el espacio físico que ocupa es relativamente pequeño.	El mantenimiento del transportador es complejo debido a la disposición y a la forma del mismo.
	La instalación es compleja debido a se necesita soporte técnico especializado, ya que este tipo de transportadores no es muy común y se ensamblan en otros países.

Tabla N° 11. Comparación de soluciones para el sistema de transporte de latas.

Fuente: Elaboración propia.

Posibles Soluciones			
Restricciones	PS1	PS2	PS3
Espacio Físico	SI	NO	SI
Costos	SI	NO	SI
Fácil Instalación	SI	NO	SI
Fácil mantenimiento	NO	SI	SI
Ángulo de volcamiento garantizado	NO	SI	SI

4.7. Selección de la mejor solución.

Tomando en cuenta todas estas restricciones y bajo la el análisis del Ing. Landy Roa (Jefe de Mantenimiento) la mejor solución es la N° 3.

4.8. Calculo del ángulo de volcamiento (α_v).¹

$$\alpha_v = \arctng \frac{\varphi}{3 \times L} \quad (4.21)$$

Donde:

φ = Diámetro de la lata.

L= longitud de la lata.

$$\varphi = 2,6\text{in}$$

$$L = 4,13\text{in}$$

$$\alpha_v = \arctng \frac{2,6}{3 \times 4,13}$$

$$\alpha_v = 11,86^\circ$$

El sistema de transporte constará de tres elevaciones con un ángulo de inclinación cada una de $\alpha_1 = 6^\circ$; $\alpha_2 = 5,96^\circ$; $\alpha_3 = 5,99^\circ$, respectivamente, garantizando de esta forma subir las latas de forma escalonada y con un ángulo

mucho menor al de volcamiento de la lata ($\alpha_v = 11.86^\circ$); garantizando así el traslado de las latas correctamente.

4.9. Elevaciones parciales de los transportadores en el recorrido de los envases.

H= Elevación total H= 1,83 m

En la solución planteada se realizarán 3 elevaciones de la siguiente forma:

- **Transportador 1:** Elevará las latas al nivel 1 con un cambio de elevación de $H_1 = 0,73$ m.
- **Transportador 2:** Elevará las latas al nivel 2 con un cambio de elevación de $H_2 = 0,47$ m.
- **Transportador 3:** Elevará las latas al nivel 3 (nivel de la lavadora) con un cambio de elevación de $H_3 = 0,63$ m.

4.10. Diseño del transportador N° 1.

4.10.1. Selección de la banda transportadora.

Para la selección de la banda transportadora se utilizó el catálogo INTRALOX (Manual de ingeniería de las bandas transportadoras) tomando en cuenta el tipo de banda que utiliza la empresa en la actualidad y verificando las condiciones a las cuales va a estar sometida la misma, la banda seleccionada es de la **SERIE 900 FLUSH GRID** y de material **ACETAL**, ver anexo N° 1 datos de la banda.

Tabla N° 12. Propiedades Del Material De Los Transportadores (Serie 900). **Fuente:** Catálogo Intralox

Propiedades	
Tipo de material	Acetal
Resistencia (BS)	2200 Kg/m
Peso de la banda (W)	5,62 Kg/m ²
Temperatura (T)	1 a 93 ° C

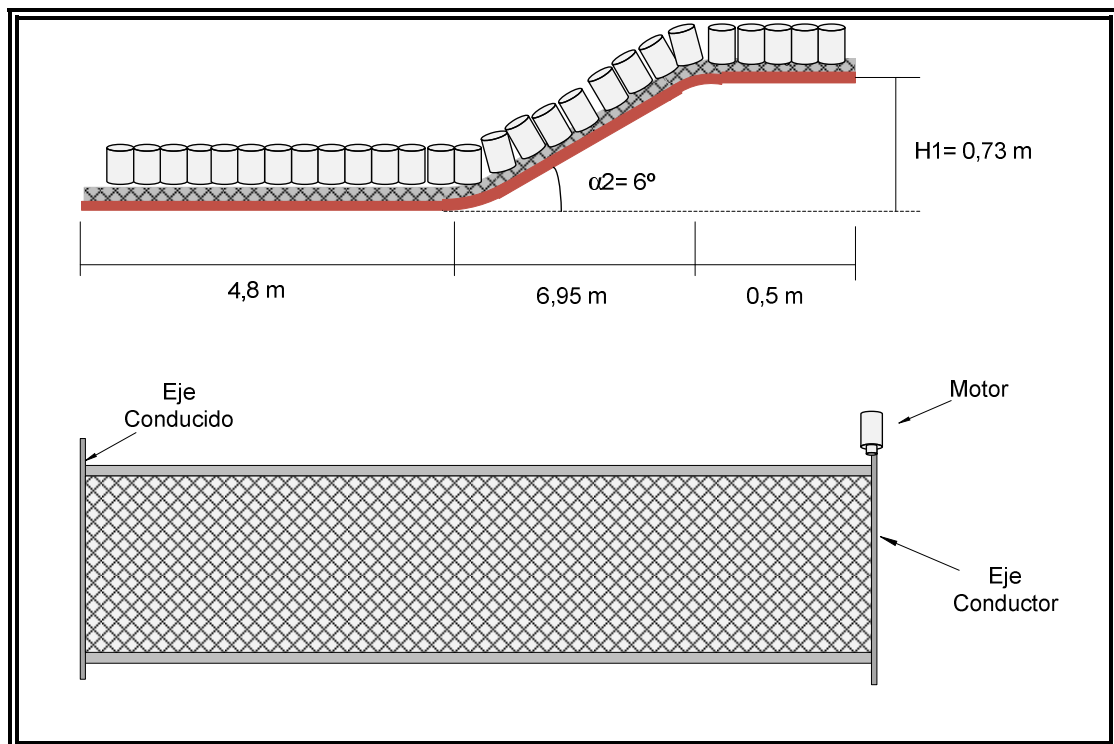


Figura N° 31. Transportador N° 1. **Fuente:** Elaboración propia.

4.10.2. Carga del producto.

Masa de la lata (m): 11 gr $\longrightarrow$ 0.011 Kg

Peso de la lata (P)= m x g

$$P = 0.011 \text{ Kg} \times 9.81 \frac{m}{s^2} \longrightarrow 0.10791 \text{ N}$$

La carga (M) peso de las latas en una superficie por metros cuadrados, de la siguiente forma:

Diámetro de la lata es de 6.6 Cm $\longrightarrow$ 0.066 m

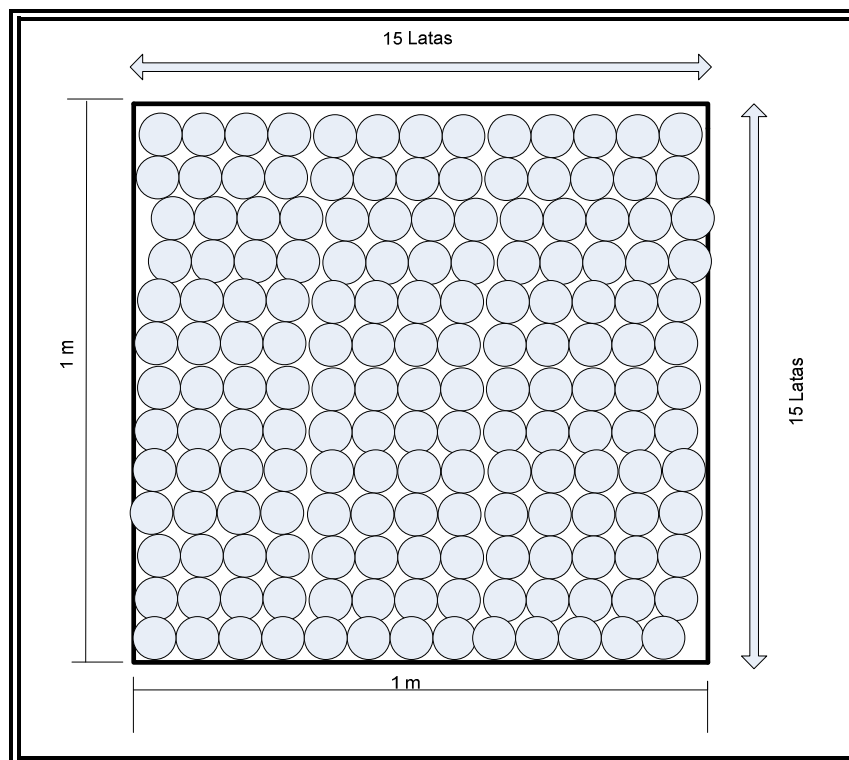


Figura N° 32. Latas por metro de banda. **Fuente:** Elaboración propia

$$\frac{1\text{m}}{0.066\text{mlata}} = 15,15\text{Latas}$$

$$15 \times 15\text{Latas} \rightarrow 225 \frac{\text{Latas}}{\text{m}^2}$$

$$M = 225 \frac{\text{Latas}}{\text{m}^2} \times 0,1079 \frac{\text{N}}{\text{lata}}$$

$$M = 24,277 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

4.10.3. Peso de la banda.

Tomando de los datos de la banda (Ver el anexo N° 1), el peso de la banda es de:

$$W = 5,62 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \longrightarrow 5,62 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \times \frac{9,81\text{N}}{1\text{Kg}} = 55,13 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$W = 55,132 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

4.10.4. Factor de fricción.

Fw: Fricción entre la guía de desgaste y la banda.

Factor de fricción. (Ver anexo N° 2).

$$\mathbf{Fw: 0.10}$$

4.10.5. Longitud del transportador.

$$L_1 = LEE \times 2 + 20\% ; \quad \text{Donde: } \left\{ \begin{array}{l} LEE = \text{Distancia entre ejes.} \end{array} \right.$$

$$L_1 = (6,98 + 4,8 + 0,5) \times 2 + 0,2 \times (12,28)$$

$$\mathbf{L_1 = 27,01m}$$

4.10.6. Tracción de la banda.

$$BP_1 = [(M + 2W) \times Fw + Mp] \times L + (M \times H) \quad (4.22)$$

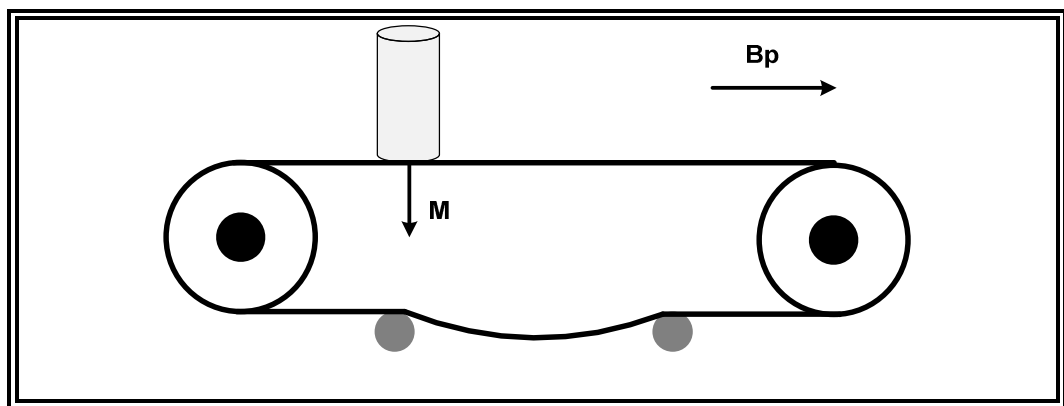


Figura N° 33. Fuerza de tracción en el movimiento de las latas. **Fuente:** Elaboración propia

Donde:

M: Carga del producto. (N / m^2)

W: Peso de la banda. (N / m^2)

Fw: Coeficiente de fricción entre el material de la cinta y las ruedas dentadas.

Mp: carga del producto en acumulación.

L: Longitud del transportador. (m)

H: Cambio de elevación. (m)

$$M = 24,27 \frac{N}{m^2}$$

$$W = 55,132 \frac{N}{m^2}$$

$$L = 27,01 \text{ m}$$

$$H = 0,73 \text{ m}$$

$$Fw = 0,10$$

$$BP_1 = \left[\left(\left(24,27 \frac{N}{m^2} + 2 \times 55,132 \frac{N}{m^2} \right) \times 0,10 \right) \times 27,01 \text{ m} + \left(24,27 \frac{N}{m^2} \times 0,73 \text{ m} \right) \right]$$

$$BP_1 = 381,09 \frac{N}{m} \longrightarrow BP_1 = 381,09 \frac{N}{m} \times B(\text{anchobanda})$$

$$BP_1 = 381,09 \frac{N}{m} \times (0,92 \text{ m})$$

$$BP_1 = 350,6 \text{ N}$$

$$BP_1 = 350,6N$$

4.10.7. Factor de servicio.

Según la velocidad del transportador, carga y la trayectoria. El valor seleccionado por medio del Anexo N° 3.

$$SF: 1,6$$

4.10.8. Tracción ajustada de la banda.

$$ABP_1 = BP \times SF \quad (4.23)$$

$$BP_1 = 381,09 \frac{N}{m}$$

$$SF = 1,6$$

$$ABP_1 = 381,09 \frac{N}{m} \times 1,6$$

$$ABP_1 = 609,74 \frac{N}{m}$$

4.10.9. Velocidad del transportador.

El cálculo de la velocidad del transportador se realizó en base al funcionamiento de la máquina (Minster de Copas), ya que la capacidad del transportador debe ser igual a la capacidad máxima de ésta, por lo cual la línea debe trabajar con una producción de latas máximas de 2400 Latas/min.

Tomando en cuenta el siguiente programa proporcionado por la empresa y como referencia una condición crítica, es decir, el espacio de separación entre las latas se considerará nulo; siendo la densidad de las latas en la banda transportadora de un 100 %.

Normalmente se trabaja con una densidad del 80% pero para efectos de diseño se toma la condición crítica de trabajo. La empresa posee un programa para calcular dicha velocidad, como se muestra en la Anexo N° 4.

$$V = 520 \text{ Pie/min} \longrightarrow V = 2,64 \text{ m/seg.}$$

De igual forma se puede calcular la velocidad de la cinta por medio de esta fórmula:

$$V_{\text{banda}} = (\text{Capacidad del Minster de copas}) \times (\text{Diámetro envases} + \text{Separación entre envases}).$$

- Capacidad del Minster de copas: 2400 Latas/minuto.
- Diámetro de los envases: 2.6 in $\longrightarrow$ 6.6 Cm.

- Separación de los envases: 0 in

$$V \text{ banda} = (2400 \text{ Latas/minuto}) \times (6.6 + 0) \text{ Cm/Lata}$$

$$V \text{ banda} = 15840 \text{ Cm/min.} \longrightarrow 15840 \times (1/100 \times 60) \text{ m/seg.}$$

$$V \text{ banda: } 2.64 \text{ m/seg.}$$

4.10.10. Factor de temperatura.

La temperatura a la cual se encuentra sometida la banda transportadora es la misma del lubricante $T = 40^\circ\text{C}$, por medio del Ver (Anexo N° 5) se obtuvo el factor de temperatura.

$$T = 0.98$$

4.10.11. Relación velocidad/longitud.

$$\frac{\text{Velocidad}}{\text{Longitud}} = \frac{158.4 \frac{\text{m}}{\text{min}}}{27,01\text{m}} \quad (4.24)$$

$$\frac{\text{Velocidad}}{\text{Longitud}} = 5.86$$

4.10.12. Selección del engranaje.

Este tipo de banda transportadora serie 900 flush grid cuenta con varios tipos de engranajes fabricado en acetal y cuyos números de dientes son (6, 9, 10, 12, 17, 18, 20) (Ver anexo N° 6). Para seleccionar los engranajes que serán utilizados en el primer eje motriz se tomará en consideración la acción poliédrica la cual representa una pulsación en la velocidad lineal de la banda, que se produce a medida que los módulos de la banda se engranan a su paso sobre los engranajes motores, es decir, es la elevación y caída de un módulo al girar alrededor de los engranajes, que produce una variación en el radio de la sección de banda que gira alrededor de la línea central de un eje.

Todas las bandas y cadenas accionadas por engranajes cuentan con esta característica. La variación en la velocidad es inversamente proporcional al número de dientes del engranaje.

Para esta aplicación en la que debe evitarse que el envase se vuelque o en las que una velocidad suave y uniforme sea crítica, es recomendable seleccionar engranajes con el mayor número posible de dientes, en este caso el mayor número de dientes disponibles de los engranajes de la serie 900 flush grid es de 20 dientes.

4.10.13 Factor de resistencia.

El factor de resistencia S se calcula mediante la relación velocidad/longitud y con el número de dientes del engranaje seleccionado.

Ahora bien, con el número de dientes $N=20$ y la relación velocidad-longitud y por medio del (anexo N° 8) se tiene que:

$$S = 0,72$$

4.10.14. Resistencia nominal de la banda.

$$BS = 2200 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \quad (\text{Ver Anexo N° 1})$$

4.10.15. Resistencia de la banda.

$$ABS = BS \times T \times S \quad (4.25)$$

$$ABS = 2200 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 0,98 \times 0,72 \longrightarrow ABS = 1552,32 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

$$ABS = 1552,32 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$ABS = 15228,25 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$ABP < ABS$$

$$609,74 \frac{\text{N}}{\text{m}} < 15228,25 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Al ser mayor el valor de ABS que el valor de ABP, satisface la condición de funcionamiento, por lo tanto la banda seleccionada cumple con las especificaciones de diseño.

Se puede tomar en cuenta que con menor número de dientes se puede satisfacer esta ecuación, pero debido a la condición de acción poliédrica anteriormente explicada se tomará un número de dientes de 20.

4.10.16.Separación máxima entre los engranajes del eje motriz.

$$ABSU = (ABP \div ABS) \times 100\% \quad (4.26)$$

$$ABSU = (609,74 \div 15228,25) \times 100\%$$

$$ABSU = 4\%$$

Con este valor se entra a la tabla del (anexo N° 9) y de esta forma se lee el valor de la separación entre los engranajes 102 mm.

Separación máxima entre engranajes del eje motriz: 102mm

4.10.17.Carga total del eje.

$$w = (ABP + Q) \times B \quad (4.27)$$

$$Q = 7,65 \text{ lb/pie} \longrightarrow 111,61 \text{ N/m (ver anexo N}^\circ 10)$$

$$ABP = 609,74 \text{ N/m}$$

$$B = 0,92 \text{ m}$$

$$w = \left(609,74 \frac{\text{N}}{\text{m}} + 111,61 \frac{\text{N}}{\text{m}} \right) \times 0,92 \text{ m}$$

$$W = 663,64 \text{ N}$$

4.10.18. Deflexión de eje motriz.

$$D = \frac{5}{384} \times \frac{W \times L_s^3}{E \times I} \quad (4.28)$$

(Ver anexo N° 10)

$$E = 21100 \text{ Kg/mm}^2$$

$$I = 174817,02 \text{ mm}^4$$

$$L_s = 1130 \text{ mm}$$

$$W = 67,64 \text{ Kgf}$$

$$D = \frac{5}{384} \times \frac{(67,64 \text{ Kgf}) \times (1130 \text{ mm})^3}{21100 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \times (174817,02 \text{ mm}^4)} \quad D = 0,34 \text{ mm}$$

La deflexión es menor que el límite recomendado por el catálogo, de 2,5 mm, por lo tanto, se puede proporcionar un soporte de dos cojinetes.

4.10.19.Par torsor del eje.

$$T_o = ABP \times B \times (PD/2); \quad (4.29)$$

Donde: PD= Diámetro de paso

$$ABP = 609,74 \text{ N/m}$$

$$PD = 0,173 \text{ m} \longrightarrow (\text{ver anexo N}^\circ 6)$$

$$B = 0,92 \text{ m}$$

$$T_o = (609,74 \text{ N/m}) \times (0,92 \text{ m}) \times (0,173 \text{ m}/2)$$

$$T_o = 48,52 \text{ N.m}$$

$T_o = 48,52 \text{ N.m}$

Con diámetro de mangueta 1 pulgada y el tipo de acero del eje (Acero al carbono 1018).

$$T_{\max} = 203,4 \text{ N.m} \longrightarrow \text{Ver Anexo N}^\circ 11$$

Comparando $T_o \leq T_{\max}$

4.10.20. Potencia de accionamiento de la banda.

$$P_{\text{banda}} = \frac{T_o \times V}{30 \times P_d} \quad (4.30)$$

$$T_o = 48,52 \text{ N.m}$$

$$P_d = 0,173 \text{ m}$$

$$V = 158,4 \text{ m/min}$$

$$P_{\text{banda}} = \frac{(48,52 \text{ N.m}) \times (158,4 \text{ m/min})}{(30) \times (0,173 \text{ m})}$$

$$P_{\text{banda}} = 1480,84 \text{ vatios}$$

$$P_{\text{banda}} = 1480,84 \text{ vatios}$$

4.10.21. Potencia del motor.

$$P_{\text{motor}} = \frac{1480,84}{0,90}$$

$$P_{\text{motor}} = 1645,37 \text{ Vatios}$$

$$P_{\text{motor}} = 2,20 \text{ Hp}$$

4.11. Diseño del transportador N° 2.

4.11.1. Selección de la banda transportadora.

Para la selección de la banda transportadora se utilizó el catálogo INTRALOX (Manual de ingeniería de las bandas transportadoras). Tomando en cuenta que este transportador tiene secciones curvas, la banda seleccionada es de la

SERIE 2600 ESPIRALOX y de material **ACETAL** cuyo radio de curvatura mínimo recomendando es de 1.1 veces el ancho de la banda (medidos desde el borde interior), para ancho de cinta de 0,92 m, (Ver Anexo N° 12) datos de la banda.

Tabla N ° 13. Propiedades Del Material De Los Transportadores (Serie 2600).

Fuente: Catálogo Intralox.

Propiedades	
Tipo de material	Acetal
Resistencia (BS)	1935 Kg/m
Peso de la banda (W)	7,03 Kg/m ²
Temperatura (T)	1 a 93 ° C

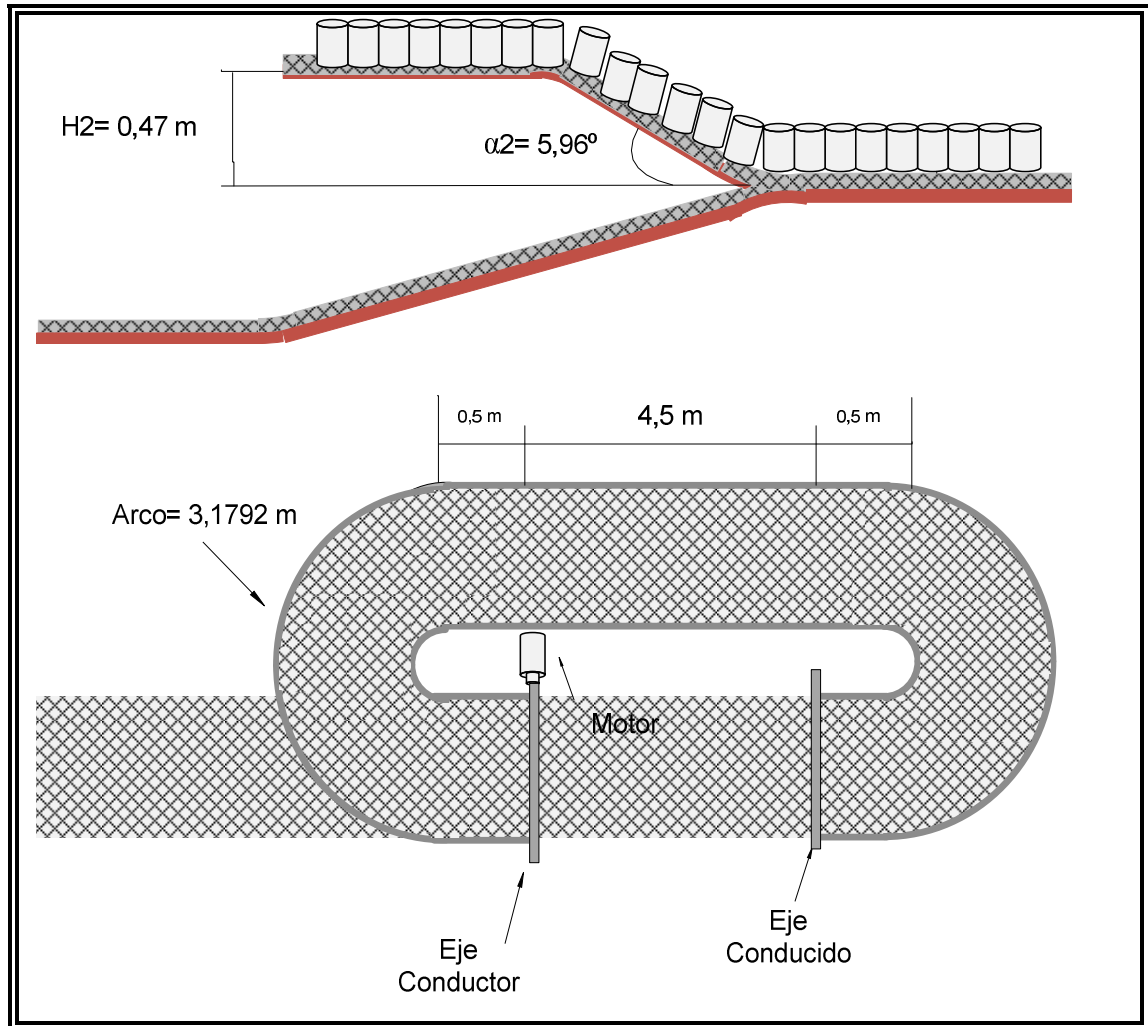


Figura N° 34. Transportador N° 2. **Fuente:** Elaboración propia.

4.11.2. Peso de la banda.

Tomando de los datos de la banda (Ver tabla N° 2), el peso de la banda es de:

$$W = 7,03 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \times \frac{9,81\text{N}}{1\text{Kg}}$$

$$W = 68,96 \frac{N}{m^2}$$

4.11.3. Longitud de la banda transportadora.

La banda transportadora 2 consta de dos secciones circulares y de una sección recta, como se muestra en la Figura N° 6, por lo tanto:

- **Longitud de la sección curva.**

$$R \times L = \theta \times R_{\min} \quad (4.31)$$

Donde:

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta = \text{Angulo de curvatura.} \\ R_{\min} = \text{Radio mínimo de curvatura.} \end{array} \right.$$

$$R_{\min} = 1,1 \times B$$

$$R_{\min} = 1,1 \times 0,92 \text{m}$$

$$R_{\min} = 1,012 \text{m}$$

$$R \times L = \pi \times 1,012 \text{m}$$

$$R \times L = 3,1792 \text{m}$$

Como son dos secciones curvas con las mismas dimensiones, entonces:

$$R \times L = (3,1792 \text{m}) \times 2$$

$$R \times L = 6,3584\text{m}$$

- **Distancia entre ejes (LEE)**

$$LEE = (\text{longitud de tramos rectos}) + (\text{longitud de tramos curvos}) \quad (4.32)$$

$$LEE = 4 \times (0,5) + 4,52 + 6,35$$

$$LEE = 12,87\text{m}$$

$$L = LEE \times 2 + 20\% ; \quad \text{Donde: } \left\{ \begin{array}{l} LEE = \text{Distancia entre ejes.} \end{array} \right.$$

$$L = (12,87) \times 2 + 0,2 \times (12,87\text{m})$$

$$L = 28,31\text{m}$$

4.11.4. Tracción de la banda.

$$M = 24,277 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$W = 68,96 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$L = 28,31\text{m}$$

$$H = 0,47\text{m}$$

$$F_w = 0,10$$

$$BP_2 = \left[\left(24,27 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} + 2 \times 68,96 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) \times 0,10 \right] \times (28,31\text{m}) + \left(24,27 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times 0,47\text{m} \right)$$

$$BP_2 = 470,56 \frac{N}{m} \longrightarrow BP_2 = (470,56 \frac{N}{m}) \times (\text{anchobanda})$$

$$BP_2 = (470,56 \frac{N}{m}) \times (0,92m)$$

$$BP_2 = 432,92N$$

$$BP_2 = 432,92N$$

4.11.5. Tracción ajustada de la banda.

$$ABP = BP \times SF$$

$$BP = 470,56 \frac{N}{m}$$

$$SF = 1,6$$

$$ABP = 470,56 \frac{N}{m} \times 1,6$$

$$ABP = 752,89 \frac{N}{m}$$

4.11.6. Resistencia nominal de la banda.

$$BS = 1935 \frac{Kg}{m} \longrightarrow (\text{Ver tabla N}^\circ 12)$$

4.11.7. Relación velocidad/longitud.

$$\frac{\text{Velocidad}}{\text{Longitud}} = \frac{158,4 \frac{\text{m}}{\text{min}}}{28,2884\text{m}}$$

$$\frac{\text{Velocidad}}{\text{Longitud}} = 5,59$$

4.11.8. Selección del engranaje.

Este tipo de banda transportadora serie 2600 1,1 radial cuenta con dos tipos de engranaje fabricados en acetal y cuyos números de dientes son (8 y 10). Para este caso se selecciona un número de dientes N° 10, considerando la acción poliédrica anteriormente explicada.

4.11.9. Factor de resistencia.

El factor de resistencia S se calcula mediante la relación velocidad/longitud y con el número de dientes del engranaje seleccionado.

Con el N° de dientes N=10 y la relación velocidad-longitud y por medio del (anexo N° 13) se tiene que:

$$S = 0,6$$

4.11.10. Resistencia de la banda.

$$ABS = BS \times T \times S$$

$$ABS = 1935 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 0.98 \times 0.6$$

$$ABS = 1137.78 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \longrightarrow ABS = 11161.62 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$ABP < ABS$$

$$752,896 \frac{\text{N}}{\text{m}} < 11161,62 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Al ser mayor el valor de ABS que el valor de ABP, satisface la condición de funcionamiento, por lo tanto la banda seleccionada cumple con las especificaciones de diseño.

4.11.1. Separación máxima entre los engranajes del eje motriz.

$$ABSU = (ABP \div ABS) \times 100\%$$

$$ABSU = (752,896 \div 11161,62) \times 100\%$$

$$ABSU = 6,74\%$$

Con este valor se entra a la tabla del (Anexo N° 14), de esta forma se lee el valor de la separación máxima entre los engranajes 102 mm.

4.11.12. Carga total del eje.

$$w = (ABP + Q) \times B$$

$$Q = 7,65 \text{ lb/pie} \longrightarrow 111,61 \text{ N/m (ver anexo N}^\circ 10)$$

$$ABP = 752,896 \text{ N/m}$$

$$B = 0,92 \text{ m}$$

$$W = \left(752,89 \frac{\text{N}}{\text{m}} + 111,61 \frac{\text{N}}{\text{m}} \right) \times 0,92 \text{ m} \longrightarrow w = 795,34 \text{ N}$$

4.11.13. Deflexión del eje motriz.

$$E = 21100 \text{ Kg/mm}^2$$

$$I = 174817,02 \text{ mm}^4$$

$$L_s = 1130 \text{ mm}$$

$$W = 795,34 \text{ N} = 81,12 \text{ Kg}$$

$$D = \frac{5}{384} \times \frac{(81,07 \text{ Kg}) \times (1130 \text{ mm})^3}{21100 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \times (174817,02)} \longrightarrow D = 0,41 \text{ mm}$$

4.11.14. Par torsor del eje.

$$ABP = 752,89 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$PD = 0,132\text{m} \longrightarrow (\text{Ver Anexo}) \text{ N}^\circ 6$$

$$B = 0,92\text{m}$$

$$T_o = (752,89 \text{ N/m}) \times (0,92\text{m}) \times (0,132\text{m}/2)$$

$$T_o = 45,71\text{N.m}$$

$T_o = 45,71\text{N.m}$

Con diámetro de mangueta 1 pulgada y el tipo de acero del eje (Acero al carbono 1018).

$$T_{\text{max}} = 203,4 \text{ N.m} \longrightarrow \text{Ver Anexo N}^\circ 11$$

Comparando $T_o \leq T_{\text{max}}$

4.11.15. Potencia de accionamiento de la banda.

$$P_{\text{banda}} = \frac{T_o \times V}{30 \times Pd}$$

$$T_o = 45,71\text{N.m}$$

$$Pd = 0,132\text{m}$$

$$V = 158,4\text{m/min}$$

$$P_{\text{banda}} = \frac{(45,71\text{N.m}) \times (158,4\text{m / min})}{30 \times 0,132\text{m}}$$

$$P_{\text{banda}} = 1828,4\text{vatios}$$

$$P_{\text{banda}} = 1828,4\text{vatios}$$

4.11.16. Potencia del motor.

$$P_{\text{motor}} = \frac{1828,4\text{vatios}}{0,90}$$

$$P_{\text{motor}} = 2031,55\text{Vatios}$$

$$P_{\text{motor}} = 2,72\text{Hp}$$

4.12. Diseño del transportador N° 3.

El diseño del transportador número tres se realiza de la misma manera que el diseño para el transportador 1, ya que se utilizará la misma banda de serie 900, por lo tanto se utiliza el mismo criterio de diseño y las mismas ecuaciones planteadas anteriormente.

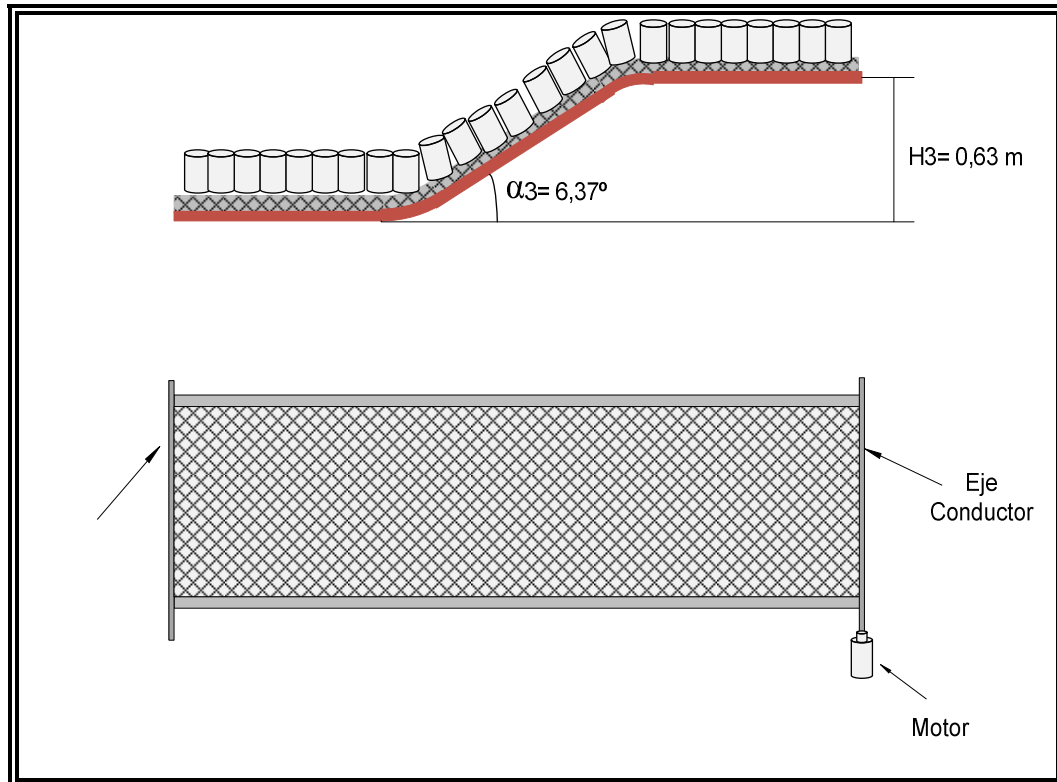


Figura N° 35. Transportador N° 3. Fuente: Elaboración propia

4.12.1. Longitud de la banda transportadora.

$$L = LEE \times 2 + 20\%; \quad \text{Donde:} \left\{ \begin{array}{l} LEE = \text{Distancia entre ejes.} \end{array} \right.$$

$$L = (0,5 + 6,03 + 2,4 + 0,5) \times 2 + (0,2) \times (9,43)$$

$$L_3 = 20,74\text{m}$$

4.12.2. Tracción de la banda.

$$BP_3 = 294,31N$$

4.12.3. Tracción ajustada de la banda.

$$ABP_3 = 470,89 \frac{N}{m}$$

4.12.4. Resistencia de la banda.

$$ABS = 15228,25 \frac{N}{m}$$

$$ABP < ABS$$

$$470,89 \frac{N}{m} < 15228,25 \frac{N}{m}$$

4.12.5. Separación máxima entre los engranajes del eje motriz.

$$ABSU = (ABP \div ABS) \times 100\%$$

$$ABSU = (470,89 \div 15228,25) \times 100\%$$

$$ABSU = 3,09\%$$

Con este valor se entra a la tabla del Anexo N° 9 y de esta forma se lee el valor de la separación entre los engranajes 102 mm

4.12.6. Carga total del eje.

$$w = 535,90\text{N}$$

4.12.7. Deflexión del eje motriz.

$$D = 0,27\text{ mm}$$

La deflexión es menor que el límite recomendado de 2,5 mm, se puede proporcionar un soporte de dos cojinetes.

4.12.8. Par torsor del eje.

$$T_o = 37,47\text{ N.m}$$

4.12.9. Potencia de accionamiento de la banda.

$$P_{\text{banda}} = 1143,59 \text{ vatios}$$

4.12.10. Potencia del motor.

$$P_{\text{motor}} = 1,70 \text{ Hp}$$

4.12.11. Análisis de resultados

La problemática existente debido al sistema de transporte actual, se logró solventar mediante el diseño de una banda transportadora, que cumple con los objetivos planteados de este proyecto.

En el diseño propuesto, se eliminó la fosa recolectora de aceite soluble, y se sustituyó por una bandeja que se encuentra por debajo de la banda transportadora a lo largo del recorrido de la misma, la cual presenta un grado de inclinación que evita la acumulación del aceite soluble y lo conduce hacia el tanque recolector, como parte de un proceso de recirculación, para el aprovechamiento del mismo.

Al eliminar la unidad de elevación de vacío, que permite llevar los envases metálicos a un nivel superior, con el fin de erradicar la contaminación que se genera en la tubería de succión. Se propone el diseño de una banda transportadora que

permite elevar los envases metálicos en tres niveles, sin sufrir volcamiento considerando el espacio físico disponible, la capacidad de producción y el ángulo de elevación permisible.

Para la selección de las bandas se usan los catálogos de las bandas con las cuales cuenta la empresa actualmente, es decir, INTRALOX (manual de ingeniería de las bandas transportadoras).

4.13. Barandillas.

Para guiar las latas colocadas sobre las bandas transportadoras hasta la lavadora con un mínimo roce y sin que vuelquen o se caigan del transportador, es necesario la utilización de barandillas. La selección de estas se realizó siguiendo el catálogo Nolu Plastics, en donde recomiendan para este tipo de producto utilizar barandillas tipo VGSSM. Las longitudes van desde 8 pies hasta 20 pies.

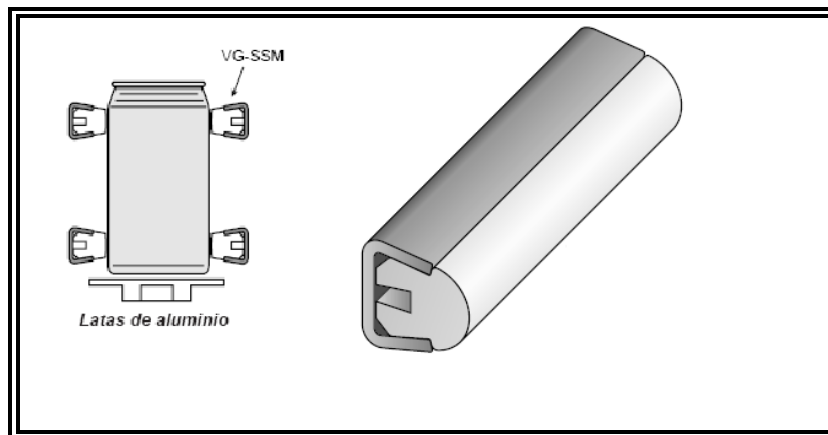


Figura N° 36. Detalle de barandillas. **Fuente:** Catálogo Nolu Plastic.

4.14. Soporte para barandillas.

El soporte para barandillas sujetan las barandillas a lo largo del transportador. Se encuentran espaciadas a una distancia de 60 cm longitud. El soporte seleccionado es tipo VG203LTC-58. La selección se realizó con la ayuda del catálogo Nolu Plastics.

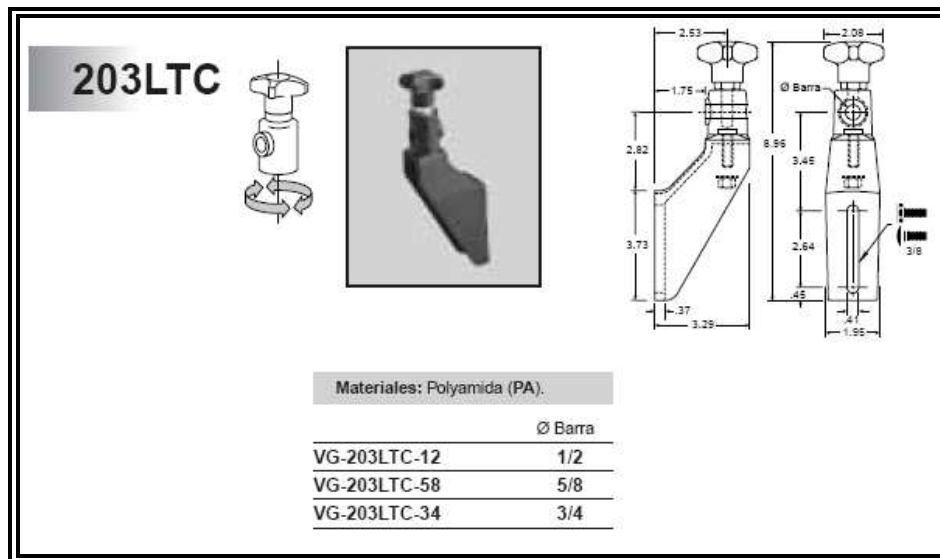


Figura N° 37. Detalle de soporte de barandillas. Fuente: Catálogo Nolu Plastic.

4.15. Anillos de retención.

Estos se utilizan para retener los engranajes en el eje. Están fabricados en acero inoxidable y disponible para ejes cuadrados de 1,5 pulg. 2,5 pulg.



Figura N° 38. Detalle de anillos de retención. **Fuente:** Catálogo Intralox.

4.16. Guías de deslizantes.

La guía de deslizantes utilizada es de acero inoxidable con UHMW puede utilizarse para crear una superficie de recorrido de banda. Tienen 0,25 pulg. (6 mm) de grueso $\times$ 1,25 pulg. (32 mm) de ancho $\times$ 120 pulg. (3 m) de longitud.

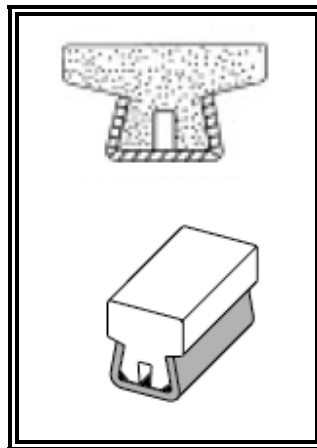


Figura N° 39. Detalle de guías deslizantes **Fuente:** Catálogo Intralox.

4.17. Rodillos de retorno.

Estos rodillos se fijan en el lado inferior de la banda para que la banda realice el recorrido de retorno. Las arandelas de retorno de goma, unidas a los rodillos por fricción, ayudan a proporcionar un funcionamiento silencioso y aumentan el diámetro externo hasta el tamaño óptimo para su utilización.

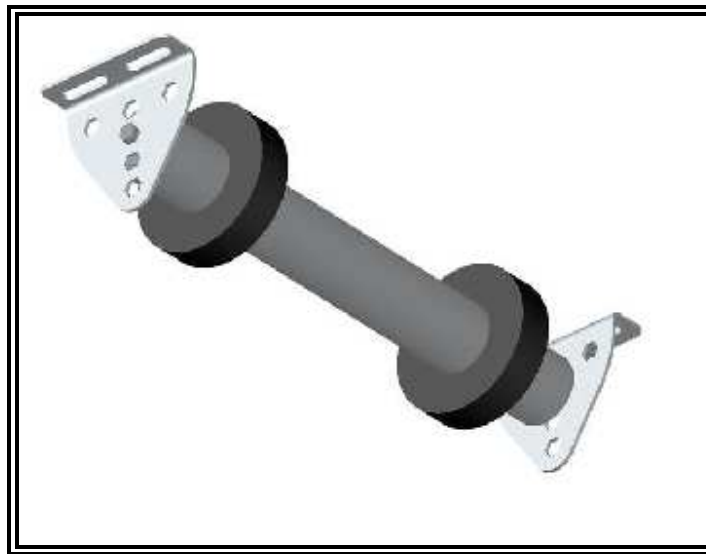


Figura N° 40. Detalle de rodillos de retorno. **Fuente:** Catálogo Intralox.

4.18. Guías de ida y de retorno para transportadores curvos.

El componente curvo (EZ Roller Retrofit) consiste en un par de bases de acero inoxidable con guías de desgaste preensambladas. Se atornillan a la parte superior y a

la inferior de la estructura para crear un recorrido de ida y de retorno para la nueva banda Intralox. Cada componente está hecho a medida para que se ajuste a su ángulo de giro, ancho interior de la estructura, radio interior de la estructura, serie de banda y ancho de banda.

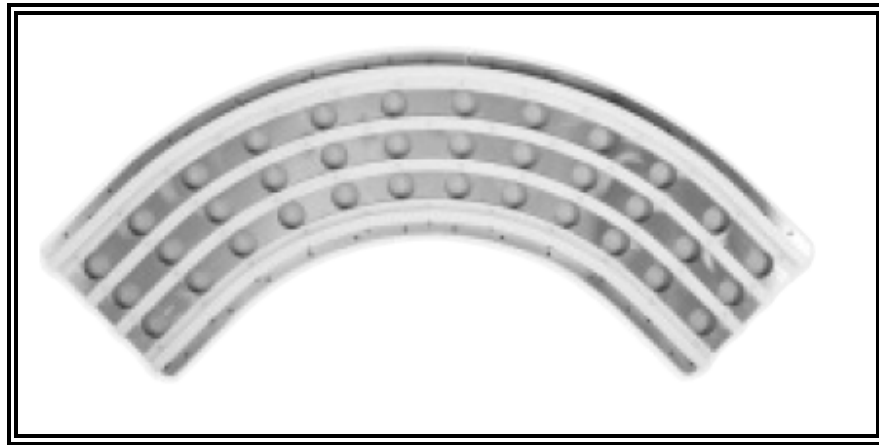


Figura N° 41. Detalle de guía para transportador curvo. **Fuente:** Catálogo Intralox.

4.19. Placa Inactiva.

Estas componen un sistema de transferencia muy eficaz y de poco mantenimiento, ya que ella transfiere el producto de un transportador a otro evitando fricción entre los mismos, acumulación. Las dimensiones de las placas inactivas que se utilizarán en este diseño son de 20 cm y son de acero inoxidable.

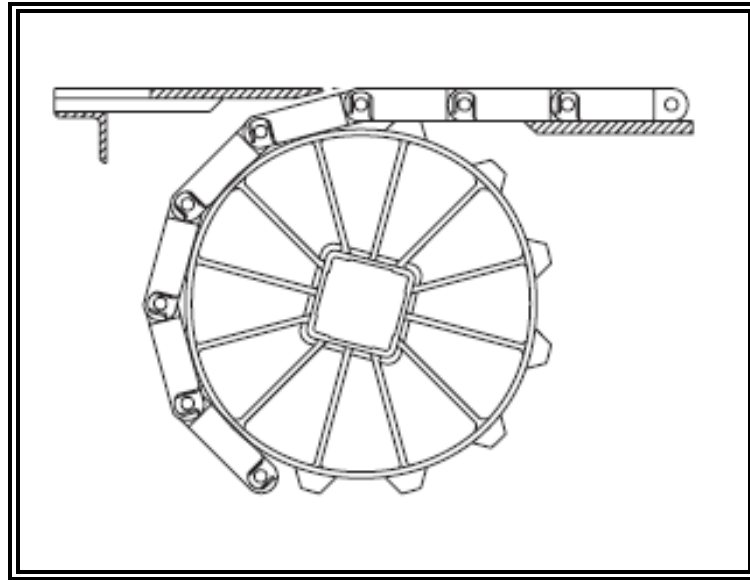


Figura N° 42. Detalle de placa inactiva. **Fuente:** Catálogo Intralox.

4.20. Bandeja de recolección.

La bandeja de recolección permite conducir el lubricante que se escurre de las latas transportadas hasta el tanque recolector. También tiene la finalidad de recolectar las latas caídas en el proceso de transporte. La bandeja tendrá una dimensión de 1,20 m de ancho y el largo se adaptará según el diseño de cada transportador. El material de esta bandeja será de acero.

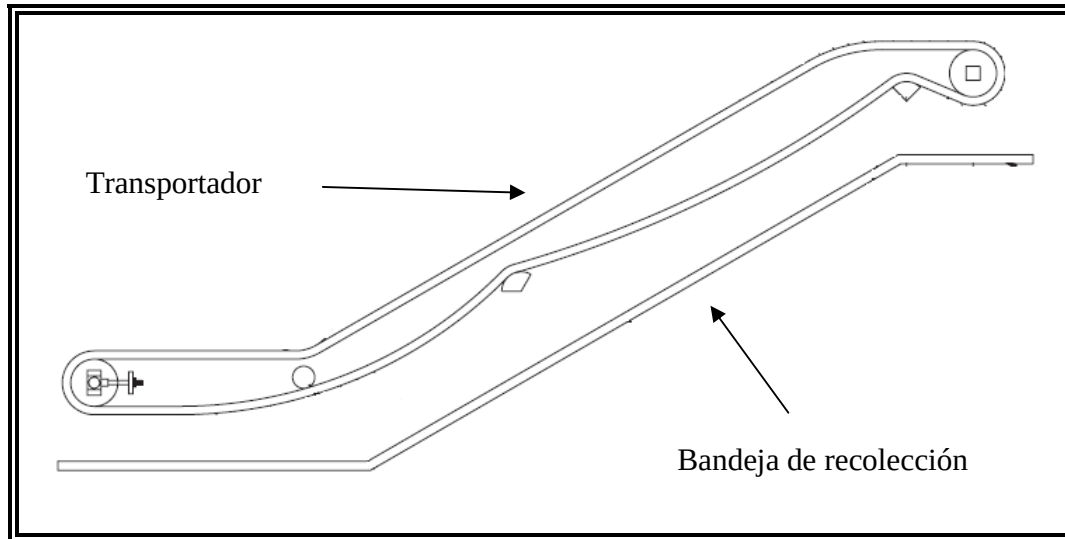


Figura N° 43. Detalle de la bandeja de recolección. **Fuente:** Elaboración propia.

4.21. Holgura catenaria

Los rodillos de retorno serán colocados a una distancia de 1 m (recomendado por el fabricante), a partir de el eje motriz, y de ser necesario más de dos rodillos, estos estarán separados entre si por la misma distancia.

Para determinar la holgura de la catenaria se considera el exceso de cinta “x” (el mismo tomado para el cálculo de la longitud de cinta requerida) y la distancia entre los rodillos “D”. La holgura catenaria depende de las variaciones de temperatura en el ambiente en que se desenvuelve la cinta, la cual en este caso resulta ser nula; de la carga y de la longitud entre soportes. La holgura catenaria es necesaria para evitar que la cinta esté sometida a una excesiva tensión, y se puede determinar de la siguiente forma:

$$x = \frac{(2,66)x(s^2)}{D} \quad (4.33)$$

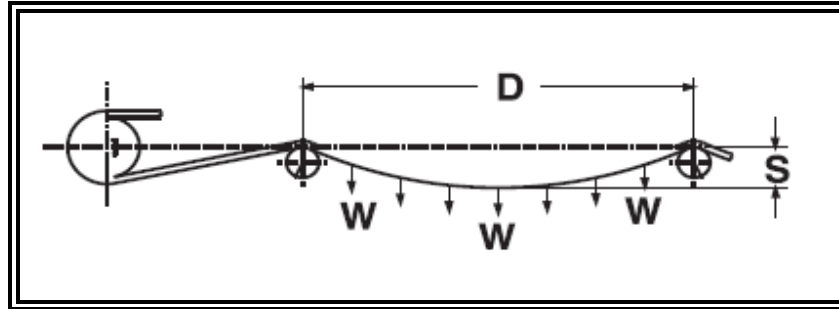


Figura N° 44. Detalle de la catenaria. **Fuente:** Catálogo Intralox.

$$s = \sqrt{\frac{(x)x(D)}{2,66}} \quad (4.34)$$

$$s = \sqrt{\frac{(0,1)x(1)}{2,66}} \quad s = 0,20\text{m}$$

Este valor representa el 20% de la separación entre rodillos, un valor aceptable. Para determinar el número de rodillos requeridos, y tomando en cuenta el transportador con mayor longitud de banda que es el transportador N° 3 se realizará el siguiente cálculo.

$$\# \text{rodillos} = \frac{(\text{Longitud de transportador})}{X} \quad (4.35)$$

$$\# \text{rodillos} = \frac{(12,87)}{1} = 12,87$$

En total serán 13 rodillos.

4.22. Selección de los ejes de las bandas transportadoras.

- Para el diseño del eje motriz del transportador N° 1 se usó la ecuación de diseño de ejes para tensión por esfuerzo de flexión inversa sucesiva y tensión por esfuerzo de corte por torsión, basado en un eje cuadrado (Ver Apéndice B). Por medio de esta teoría de diseño se realizó el cálculo del lado mínimo que se requiere para soportar las fuerzas que se encuentran distribuidas a lo largo del mismo, obteniendo de esta forma un lado (S):

$$S = 0,0336 \text{ m} = 1,32 \text{ pulg}$$

Por lo tanto es necesario realizar el diseño del eje con un lado mínimo de 1,5 pulg. (0,0381 m). (Lado comercial) para garantizar que el mismo soporte las cargas de flexión y torsión antes calculadas.

- El lado del eje motriz del transportador N° 2 fue obtenido de la misma forma que el transportador N° 1 y es de:

$$d = 0,0360 \text{ m} = 1,42 \text{ pulg}$$

El lado mínimo es de 1,5 pulg. (0,0381 m). (Lado comercial), para garantizar que el mismo soporte las cargas de flexión y torsión antes calculadas.

- El lado del eje motriz del transportador N° 3 de igual forma que los anteriores.

$$d=0,0317\text{cm} = 1,25\text{pulg}$$

El lado mínimo es de 1,5 pulg. (0,0381 m). (Lado comercial), para garantizar que el mismo soporte las cargas de flexión y torsión antes calculadas.

4.23. Selección de rodamientos y soportes de rodamientos.

- Los rodamientos fueron seleccionados en función del punto mas critico a lo largo del eje de los transportadores sometido a una fuerza en dirección radial, tomando en cuenta el diámetro del eje. La designación del tipo de rodamientos seleccionados es YET 205-100, suministrado por el catalogo SKF.
- Lo soportes de rodamientos se seleccionaron en función del rodamiento escogido anteriormente y su designación es FY 505 U, la información fue suministrada por el catalogo general SKF.

Los detalles del diseño de todos estos elementos mecánicos se muestran en el (Apéndice C).

4.24. Selección de motores.

Los motores seleccionados para las bandas transportadoras poseen una configuración de engranajes helicoidales de ejes paralelos, de baja vibración y bajo

ruido y con un alto torque. La selección de los motores se hizo siguiendo el catalogo Sew Eurodrive.

Para el transportador N° 1 y N° 2 se seleccionó un motorreductor de la marca SEW Euro Drive cuyo modelo es S57DV100M4 con una potencia de 2,23 Kw (3 Hp), una velocidad de 158 rpm y un torque máximo de 168 Nm. Es necesario un convertidor de frecuencia de control escalar MOVITRAC LT tipo MCLTE A-0022-201-1-00, cód.: 8283648 con el cual sirve para variar las rpm del motor que en este caso es necesario llevarlas de 158rpm a 146 rpm.

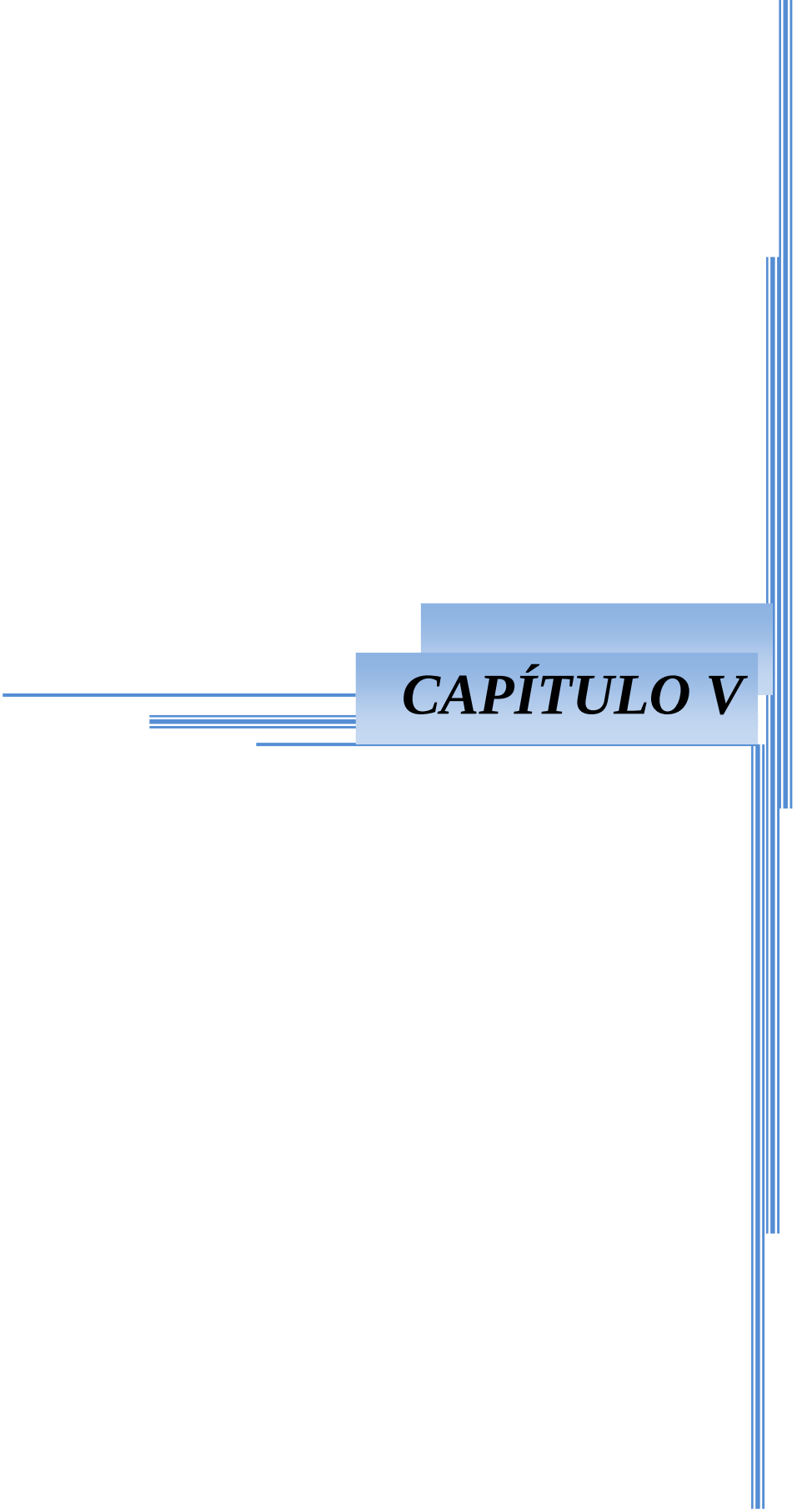
Para el transportador N° 3 se seleccionó un motorreductor de la marca SEW Euro Drive cuyo modelo es 47DT90L4 con una potencia de 1,49 Kw (2 Hp), una velocidad de 158 rpm y un torque de 111 Nm. Al igual que los transportadores anteriores se necesita un convertidor de control escalar MOVITRAC LT tipo MCLTE A-0015-201-1-00, cód.: 8283621.

Los detalles de esta selección se pueden observar en el (Apéndice D).

4.25. Estructura del sistema.

La estructura que soporta el conjunto de la banda transportadora está conformada por perfiles, columnas, travesaños; todos estos elementos fueron diseñados y seleccionados de acuerdo a los requerimientos de las condiciones de trabajo. (Ver Apéndice E). La descripción de estos elementos se detallan a continuación:

- Los travesaños utilizados son de tubos de acero cuadrados de 100 mm x 100 mm. Con un peso de 8,89 Kg y un modulo de sección s: 35,02 Cm³.
- Para soportar las bandas transportadoras se utilizaron vigas de acero ASTM A - 36 tipo UPN 120.
- Las columnas utilizadas son de acero ASTM A - 36 tipo IPN 120.



CAPÍTULO V

CAPÍTULO V. Factibilidad Económica.

La factibilidad económica del proyecto se determina a partir de los relacionados con la compra de los equipos que conforman el sistema diseñado, lo cual representa la inversión inicial del proyecto.

Luego se calculan los costos operacionales de proyecto por concepto de consumo de potencia eléctrica y mantenimiento.

Finalmente, se determina el tiempo de recuperación de la inversión inicial.

5.1. Inversión Inicial.

Para el cálculo de la inversión inicial se tomaron en cuenta los costos de adquisición de los equipos. Los precios que se muestran en la tabla N° 14 fueron suministrados por: Sew Euro Drive, Lrhindustrial.C.A, Hierro fibro cemento .C.A. H-Welle.S.A. Bearings Valencia, C.A.

Tabla N° 14. Costos de adquisición de equipos. Fuente: Elaboración propia.

Ítem	Cant.	Descripción	Precio Unitario (Bsf.)	Precio total (Bsf.)
Tubería				
1	10	Tubo 1½"	181,20	1812,00
2	28	Tubo 3"	385,20	10785,6
3	6	Codo 90° de 1½"	12,5	75,00
4	32	Codo 90° de 3 "	43,20	1382,4

5	6	T de 1½"	16,00	96,00
Sub. Total:			14151,00	
Estructura				
7	8	Tubo cuadrado de 100 x100 mm.	537,7	4301,6
8	7	Viga UPN 120 de Acero ASTM-36.	481,22	3368,54
9	3	Viga IPN 120 de Acero ASTM-36.	522,28	1566,84
Sub. Total:			9236,98	
Transportador				
10	1	Banda Intraloz Serie 900 Flush grid, Largo: 134,52 pies y de ancho: 36,4"	49504,00	49504,00
11	32	Engranaje Serie 900 de 20 dientes agujero cuadrado de 1,5"	182,00	5824,00
12	1	Banda Intraloz Serie 2600 Flush grid Spiralox , Largo: 95,14 pies y de ancho: 36,90"	53963,00	53963,00
13	16	Engranaje Serie 2600 de 10 dientes agujero cuadrado de 1,5"	618,00	9900,80
14	6	Eje cuadrado de lado 1,5" y de longitud: 44,"	1820,00	10920,00
15	12	Anillo de retención Heavy Duty bipartido de acero inoxidable de 1,5"	109,20	1310,40
16	36	Guía de desgaste tipo presilla de 120", en UHMW con respaldo de acero inoxidable, barandillas, guía de desgaste curva.	364,00	13104,00
Sub. Total:			134698,20	
Rodamientos				
17	12	Rodamiento con soporte SKF 1" TF	69,73	836,70
Sub. Total:			836,70	
Motores				
18	2	Motoreductor sinfín y corona con patas de	4391,00	8782,00

		fijación, de 3 hp de potencia.		
19	1	Motoreductor sinfín y corona con patas de fijación, de 2 hp	4113,00	4113,00
20	2	Convertidor de frecuencia de control escarlar potencia de 3 hp.	1460,00	2920,00
21	1	Convertidor de frecuencia de control escarlar potencia de 2 hp.	1050,00	1050,00
Sub. Total:			175787,88	
i.v.a (9%):			15820,90	
Total I.I:			191608,78	

5.2. Costos Operacionales.

5.2.1. Consumo Eléctrico.

Esta representado por los 3 motores de los transportadores diseñados.

$$\text{Potencia}_{\text{total}} = (\text{Potencia}_{\text{motor1}}) + (\text{Potencia}_{\text{motor2}}) + (\text{Potencia}_{\text{motor3}})$$

$$\text{Potencia}_{\text{total}} = (2\text{hp} + 3\text{hp} + 3\text{hp})$$

$$\text{Potencia}_{\text{total}} = 8\text{hp}$$

El costo por consumo de potencia se determina de la siguiente forma:

$$\text{Consumo}_{\text{diario}} = \text{Potencia} \times \frac{\text{horas}}{\text{Dia}}$$

$$\text{Consumo}_{\text{diario}} = 8 \times \frac{24 \text{ horas}}{\text{Dia}} \longrightarrow \text{Consumo}_{\text{diario}} = 192 \frac{\text{horas}}{\text{Dia}}$$

$$\text{Consumo}_{\text{mensual}} = \text{Consumo}_{\text{diario}} \times \frac{\text{Dias.trabajo}}{\text{mes}}$$

$$\text{Consumo}_{\text{mensual}} = 192 \times \frac{24 \text{ Dias}}{\text{mes}}$$

$$\text{Consumo}_{\text{mensual}} = 4608 \frac{\text{hp} \text{ hora}}{\text{mes}}$$

$$\text{Consumo}_{\text{Electricidad}} = \text{Consumo}_{\text{mensual}} \times \text{tarifa}$$

$$\text{Consumo}_{\text{Electricidad}} = 4608 \frac{\text{hp} \text{ hora}}{\text{mes}} \times 0,001969 \frac{\text{Bsf}}{\text{hp} \text{ hora}}$$

$$\text{Consumo}_{\text{Electricidad}} = 90,75 \frac{\text{Bsf}}{\text{mes}}$$

5.2.2. Costo por mantenimiento.

De acuerdo a estimaciones realizadas por empresas encargadas del mantenimiento de este tipo de sistema de transporte, el costo es de 3500 Bs/año, esto incluye actividades como: lubricación y limpieza de los rodamientos y ajuste de los transportadores.

$$\text{Costo}_{\text{mantenimiento}} = 3500 \frac{\text{Bsf}}{\text{Año}} \times \frac{1\text{año}}{12\text{meses}}$$

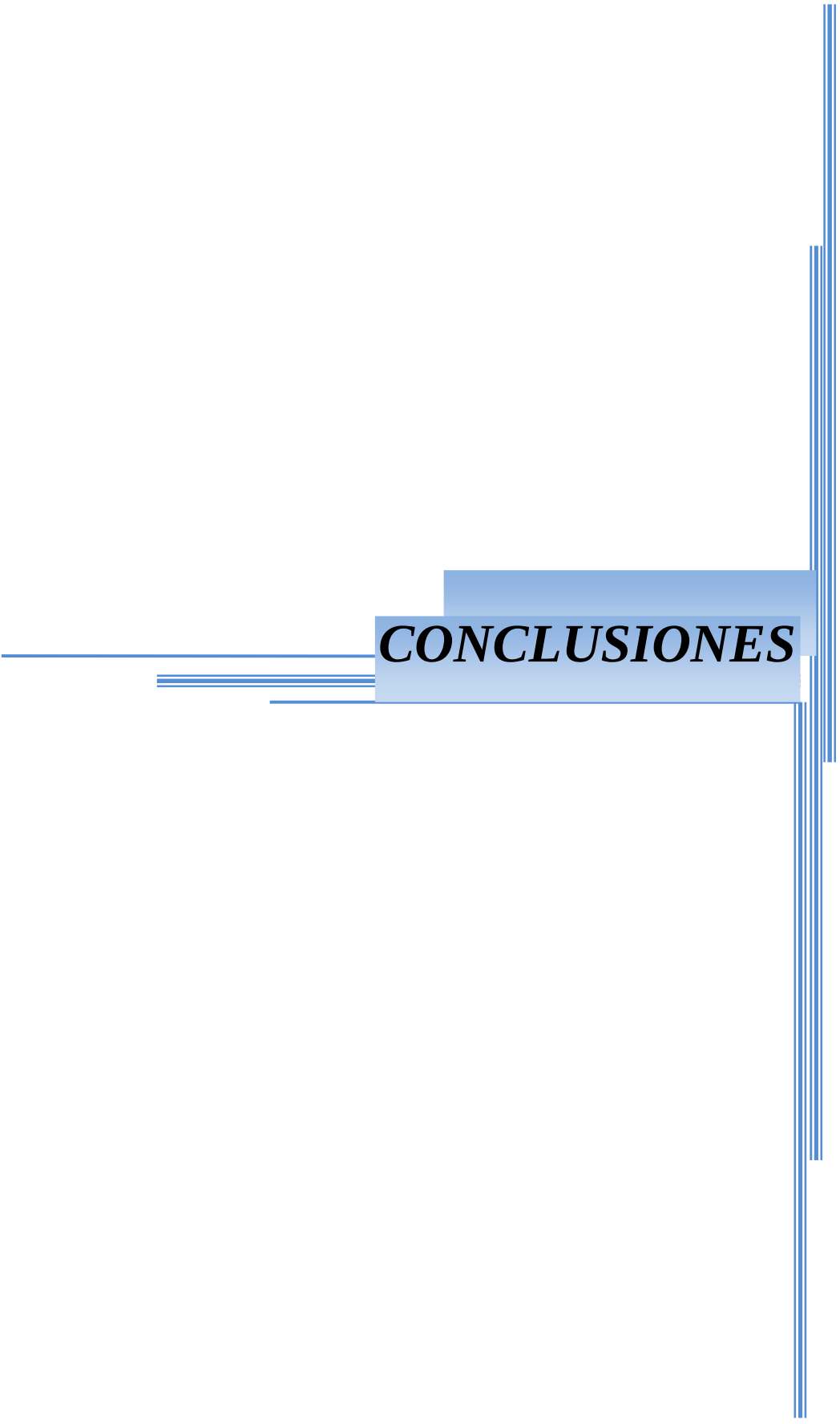
$$\text{Costo}_{\text{mantenimiento}} = 291,66 \frac{\text{Bsf}}{\text{mes}}$$

5.3. Análisis de resultados

El proyecto no es factible económicamente debido a que no hay ingresos asociados con la implementación del mismo, y por lo tanto no se puede aplicar ningún criterio económico para saber en que tiempo se recupera la inversión, o cuan rentable para la empresa resultaría si se llegase a ejecutar.

Es importante resaltar que existen factores intangibles o cualitativos que hacen imprescindible la implantación de este proyecto, entre esos factores interviene la parte legal debido a la contaminación y a las normas de protección del medio ambiente, políticas e imagen de la empresa la cual se encarga de mejorar con el pasar de los años, y muy importante el ambiente de trabajo donde se desenvuelve el trabajador, ya que mientras mas agradable sea este, se aumenta la calidad de la mano de obra y la calidad de vida del trabajador.

Al eliminar la pérdida del lubricante que se rebosa en los depósitos de la máquinas embutidoras, se puede obtener un beneficio monetario, que comparado con la inversión inicial del proyecto resulta despreciable.



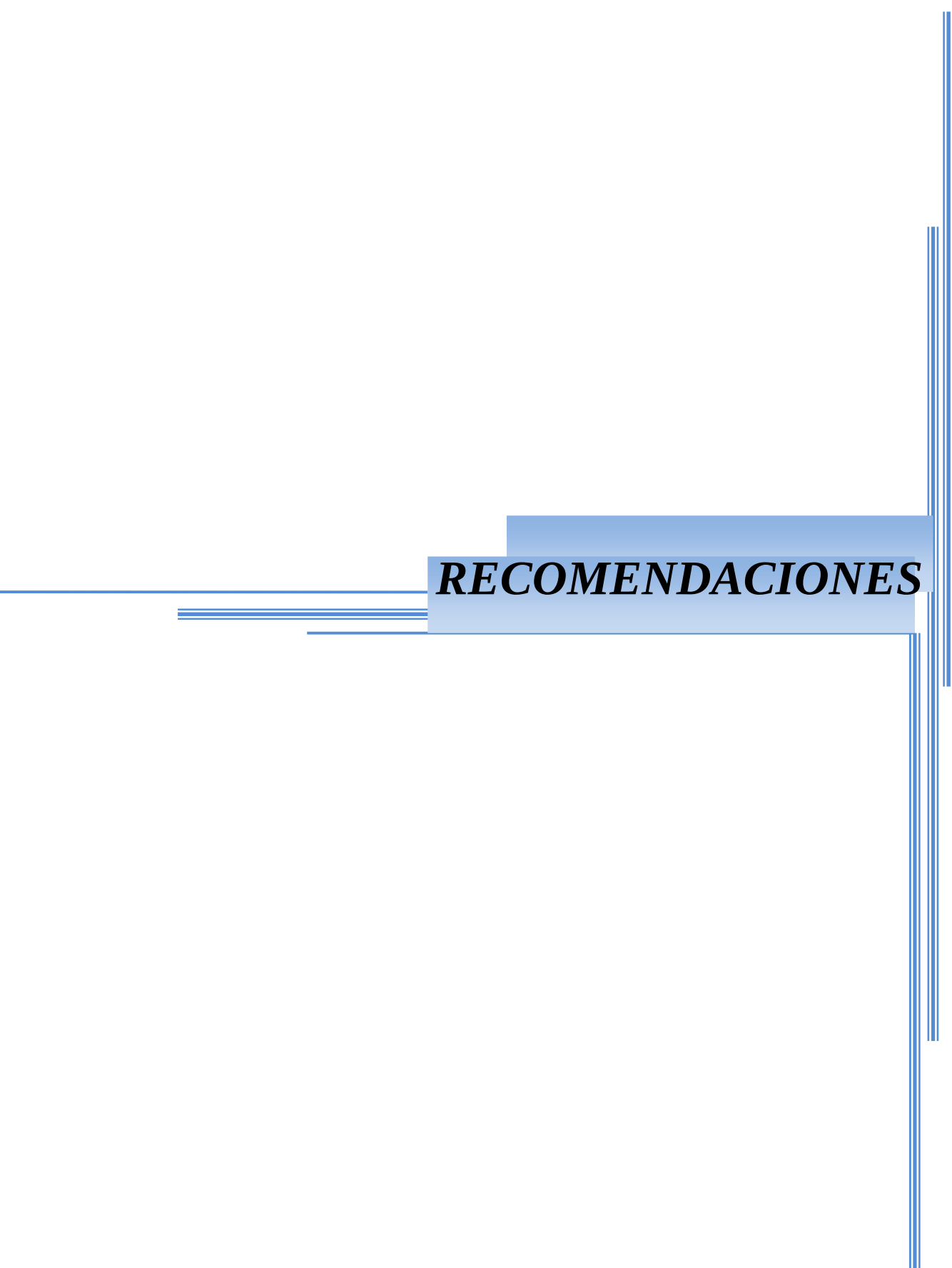
CONCLUSIONES

El diseño propuesto para la solución a los problemas existentes en la empresa aporta lo siguiente:

- Reducción de la contaminación dentro de las instalaciones de la planta, debido a la eliminación de la fosa recolectora de aceite soluble, lo cual se logró mediante la implementación de una bandeja recolectora de aceite, que se dispondrá a lo largo de toda la banda transportadora.
- El sistema de recolección de lubricante diseñado, establece una mejora continua, por medio de un sistema de gestión ambiental que cumple con los requisitos de la Norma ISO 14001.
- La bandeja tendrá un ángulo de inclinación que impedirá la acumulación del aceite soluble y permitirá que éste fluya con sentido hacia el tanque recolector, donde se reutilizará en el proceso.
- Reducción de la contaminación en las tuberías de succión del aceite soluble, debido a la eliminación del proceso de elevación por succión, implementando un diseño para el transporte de los envases que garantice el buen funcionamiento y la eficiencia con la misma capacidad de producción, basado en el mejoramiento continuo de las condiciones de trabajo del operador y del medio ambiente.
- Redistribución adecuada del sistema de transporte para elevar los envases metálicos a otro nivel del proceso, ya que no se alteró la disposición de las

máquinas que se encuentran adyacentes al mismo, siendo ésta la mejor, en función de la seguridad de los operadores que trabajan en la planta.

- El sistema se diseñó en base a las condiciones críticas de operación con el objetivo de asegurar un proceso continuo que reduzca la probabilidad de acumulación de envases en la línea de producción, los cuales generan retrasos y en consecuencia incrementan los costos de producción.
- Al considerar en este diseño el uso de transportadores existentes en la empresa y utilizando los parámetros conocidos, se disminuyen los costos de adquisición y diseño.

A decorative graphic consisting of several horizontal and vertical blue lines of varying lengths, some solid and some double-lined, intersecting to form a grid-like structure. Two light blue rectangles are positioned in the center, one slightly offset from the other, creating a layered effect. The word "RECOMENDACIONES" is written in a bold, black, serif font across the intersection of these lines and rectangles.

RECOMENDACIONES

- Es necesario impartir un adiestramiento a los operarios encargados de esa zona de la planta para, para mejorar la capacidad de respuesta del sistema diseñado, en caso de una avería en la línea de producción; sin necesidad de llamar un personal de mantenimiento especializado.
- Aplicar un plan de mantenimiento predictivo, a los componentes del sistema diseñado con el fin de disminuir el tiempo de paradas no programadas y aumentar en un alto nivel la vida útil de los componentes.
- El sistema diseñado puede aplicarse a diferentes líneas de producción presentes en la planta, siempre y cuando se realicen ciertas modificaciones a la trayectoria a seguir de los envases, así como, el ancho de la banda transportadora ya que esta depende del tamaño de los envases a transportar.
- Se recomienda la supervisión de un operario cada cierto intervalo de tiempo, para verificar el correcto funcionamiento del sistema.
- Los operarios deben inspeccionar periódicamente la bandeja recolectora para evitar obstrucciones y quitar los envases caídos en el recorrido de transporte. Se recomienda colocar un sistema de alerta o aviso automático.

***REFERENCIAS
BIBLIOGRÁFICAS***

Referencias Bibliográficas

- Cervecería Polar – Planta Superenvases, Manual de Gestión de Calidad, Flujograma de Fabricación de Latas.
- Cervecería Polar – Planta Superenvases, Manual de Gestión de la Calidad.
- J.G.Brennam, J.R. Butters, N.D. Cowell A.E.V. Lilly “Las Operaciones de la Ingeniería de los Alimentos” (1980) editorial ACRIBIA – ZARAGOZA ESPAÑA.
- http://www.knapp.com/produkte/index.php?seite=http://www.knapp.com/produkte/2208_ESP_HTML.htm
- <http://www.juvisa.net/8Mesaseleccionfraccionada.html>.
- <http://www.viarural.com.ar/viarural.com.ar/agroi>
- <http://www.empresas-polar.com>.
- Robert mott “DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS” 2^{da} Edición.
- Máquinas y Equipos para la Industria Alimentaria
- Gómez, Ezequiel. Manejo de materiales. Universidad de Carabobo 2001.
- Prieto, Cesar. Máquinas de elevación y Transporte. Universidad de Carabobo, 1995.
- Claudio Mataix. Mecánica de fluidos y Máquinas Hidráulicas. Segunda Edición (1986).

Referencias Bibliográficas

- Merle C. Potter, David C. Wiggert. Mecánica de Fluidos. Segunda Edición.
- Luis Ortiz Berrocal. Resistencia De Materiales.
- Catálogo INTRALOX. Manual de ingeniería de las bandas transportadoras.

A.1. Cálculo de pérdidas, Reynolds y Velocidad por tramos de tuberías.

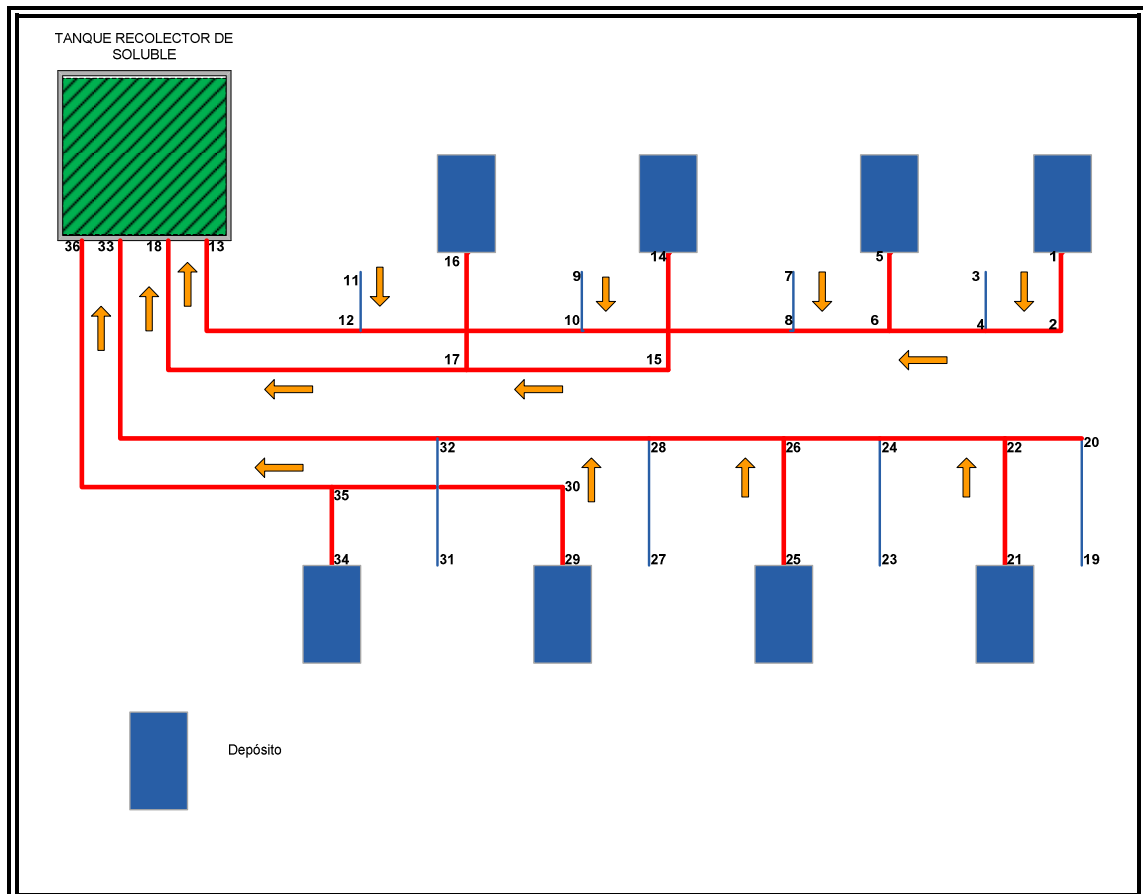


Figura A.1. División de tubería por tramos. Fuente: Elaboración propia.

- **Tramo 5-6:**

Es igual al tramo 1-2 ya que se maneja el mismo caudal y la misma longitud.

$$V = 0,21 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = 370,76$$

$$hf = 0,005m$$

- **Tramo 2-6:**

$$L = 5,3 \text{ m}$$

$$Q = 15,2 \text{ gpm} = 0,001 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 0,21 \text{ m/s}$$

$$Re = 370,76$$

$$hf = 0,026 \text{ m}$$

- **Tramo 6-13:**

$$L = 21,9 \text{ m}$$

$$Q = 30,4 \text{ gpm} = 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 0,43 \text{ m/s}$$

$$hf = 0,22 \text{ m}$$

$$Re = 759,18$$

- **Tramo 14-15:**

$$L = 1,1 \text{ m}$$

$$Q = 15,2 \text{ gpm} = 0,001 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 0,21 \text{ m/s}$$

$$hf = 0,055 \text{ m}$$

$$Re = 370,76$$

- **Tramo 16-17:**

$$V = 0,21 \text{ m/s}$$

$$hf = 0,0055 \text{ m}$$

$$Re = 370,76$$

- **Tramo 15-17:**

$$L = 5,3 \text{ m}$$

$$Q = 15,2 \text{ gpm} = 0,001 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 0,21 \text{ m/s} \quad h_f = 0,026 \text{ m} \quad Re = 370,76$$

- **Tramo 17-18:**

$$L = 11,5 \text{ m}$$

$$Q = 30,4 \text{ gpm} = 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 0,43 \text{ m/s} \quad h_f = 0,11 \text{ m} \quad Re = 759,18$$

- **Tramo 3-4:**

$$D = 1 \frac{1}{2} \text{ in} = 0,0381 \text{ m}$$

$$L = 1 \text{ m}$$

$$Q = 3 \text{ gpm} = 1,97 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 0,17 \text{ m/s} \quad h_f = 0,016 \text{ m} \quad Re = 150,07$$

Por manejar el mismo caudal, tener la misma longitud y diámetro de tubería las siguientes pérdidas por tramos son iguales.

$$V_{(3-4)=(7-8)=(9-10)=(11-12)} = 0,17 \text{ m/s} \quad h_f_{(3-4)=(7-8)=(9-10)=(11-12)} = 0,016 \text{ m}$$

$$Re_{(3-4)=(7-8)=(9-10)=(11-12)} = 150,07$$

- **Tramo 19-20:**

$$D = 1 \frac{1}{2} \text{ in} = 0,0381 \text{ m}$$

$$L = 1 \text{ m}$$

Apéndice A

$$Q = 3 \text{ gpm} = 1,97 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 0,17 \text{ m/s} \quad h_f = 0,016 \text{ m} \quad Re = 150,07$$

Por manejar el mismo caudal, tener la misma longitud y diámetro de tubería las siguientes pérdidas por tramos son iguales.

$$V_{(19-20)=(23-24)=(27-28)=(31-32)} = 0,17 \text{ m/s}$$

$$h_f_{(19-20)=(23-24)=(27-28)=(31-32)} = 0,016 \text{ m}$$

$$Re_{(19-20)=(23-24)=(27-28)=(31-32)} = 150,07$$

- **Tramo 20-22:**

$$L = 3 \text{ m}$$

$$Q = 3 \text{ gpm} = 1,97 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 0,043 \text{ m/s} \quad h_f = 0,006 \text{ m} \quad Re = 38,13$$

- **Tramo 21-22:**

$$V_{(21-22)=(25-26)} = 0,21 \text{ m/s} \quad h_f_{(21-22)=(25-26)} = 0,005 \text{ m}$$

$$Re_{(21-22)=(25-26)} = 370,76$$

- **Tramo 22-26:**

$$L = 5,3 \text{ m}$$

$$Q = 15,2 \text{ gpm} = 0,001 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 0,21 \text{ m/s} \quad h_f = 0,026 \text{ m} \quad Re = 370,76$$

- **Tramo 29-30:**

$$L = 0,8 \text{ m}$$

$$Q = 15,2 \text{ gpm} = 0,001 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_{(29-30)=(34-35)} = 0,21 \text{ m/s} \quad h_{f(29-30)=(34-35)} = 0,004 \text{ m}$$

$$Re_{(29-30)=(34-35)} = 370,76$$

- **Tramo 26-33:**

$$L = 28,2 \text{ m}$$

$$Q = 30,4 \text{ gpm} = 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 0,43 \text{ m/s} \quad h_f = 0,29 \text{ m} \quad Re = 759,18$$

- **Tramo 35-36:**

$$L = 17,6 \text{ m}$$

$$Q = 30,4 \text{ gpm} = 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 0,43 \text{ m/s} \quad h_f = 0,18 \text{ m} \quad Re = 759,18$$

B.1. Diseño del eje transportador N° 1.

Para realizar el diseño de los ejes es necesario conocer la representación de las fuerzas de corte, momentos flectores y torsores, y fuerzas axiales que actúan sobre los mismos en cada uno de los planos “XZ”, “XY” y “YZ” con el objetivo de hacer el análisis en el plano en donde los ejes se encuentran más esforzados. Es importante señalar que los ejes serán diseñados en el transportador donde las condiciones de carga y tracción de la banda sean críticas.

Variables que se tomarán en cuenta:

- **Peso del envase.**

$$\begin{array}{ccc} 1 \text{ lata} & \longrightarrow & 0,066\text{m} \\ X = 15 \text{ latas/m} & & 1\text{m} \end{array}$$

$$Pe = (0,10791\text{N}) \times 15 \frac{\text{latas}}{\text{m}} = 1,6185 \text{ N/m}$$

$$Pe = 1,618\text{N/m} \times (\text{ancho de la banda})$$

$$Pe = 1,618\text{N/m} \times (0,92) \text{ m}$$

$Pe = 1,48\text{N}$

- **Peso de la banda.**

$$Pb = 5,62 \text{ Kg/m}^2 \longrightarrow 55,132\text{N/m}^2 \quad (\text{ver anexo 1})$$

$$Pb = 55,132 \text{ N/m}^2 \times (\text{ancho de la banda}) \times (\text{largo de la banda})$$

$$Pb = 55,132 \text{ N/m}^2 \times (0,92\text{m}) \times (1\text{m})$$

$$Pb = 50,72\text{N}$$

$Pb = 50,72\text{N}$

- **Peso del eje.**

Tomando como tamaño mínimo del eje 1pulg. (Ver anexo 10)

$$SW = 3,4 \text{ lb/ft} = 49,60 \text{ N/m}$$

$$SW = (49,60 \text{ N/m}) \times L; \quad \text{Donde: } L = \text{largo del eje}$$

$$SW = (49,60 \text{ Kg/m}) \times (1,130 \text{ m})$$

$$SW = 56,054 \text{ N}$$

$$SW = 56,05 \text{ N}$$

$$SW + Pe + Pb = (\text{peso del eje} + \text{peso del envase} + \text{peso de la banda}) \times (B)$$

$$SW + Pe + Pb = (56,05 \text{ N} + 1,48 \text{ N} + 50,72 \text{ N})$$

$$SW + Pe + Pb = 108,26 \text{ N}$$

$$SW + Pe + Pb = 108,26 \text{ N}$$

Luego de conocer todas las cargas que se encuentran a lo largo del eje, es necesario hallar la sección que se encuentra sometida a mayor esfuerzo, por lo cual es preciso realizar el diagrama de fuerza cortante, de momentos y fuerza axial en los diferentes planos.

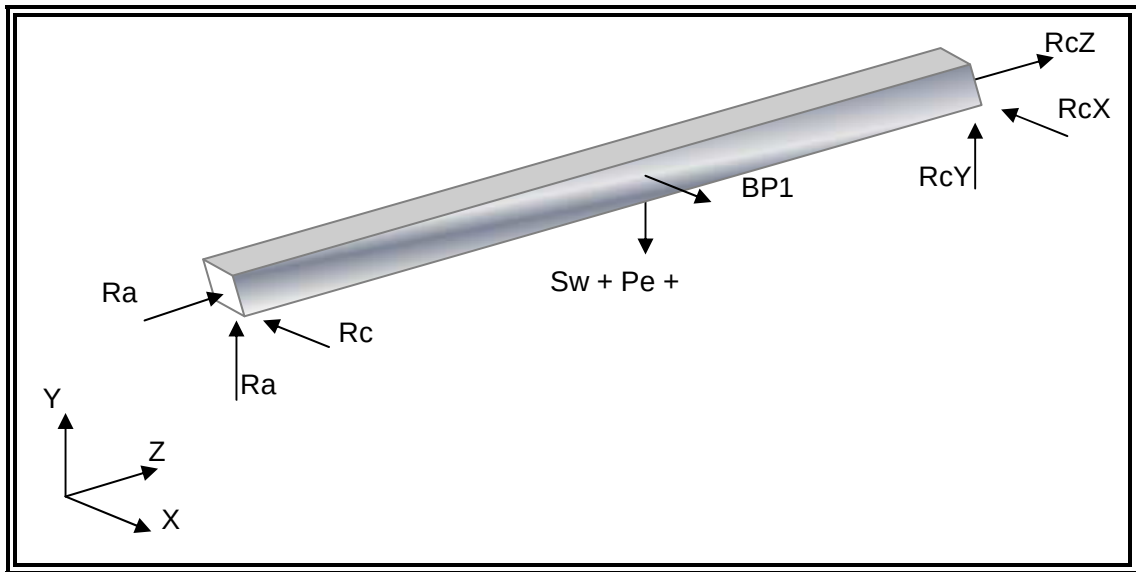


Figura B.1. Isometría del eje del transportador N° 1. Fuente: Elaboración propia.

Para realizar el diseño del eje, se considerara el siguiente procedimiento:

- Desarrollo del diagrama de cuerpo libre (isometría del eje).
- Dibujar el diagrama de fuerza cortante, momentos y fuerza axial en los planos “XZ” y “YZ”.
- Establecer la sección transversal crítica donde el par de torsión y el momento son mayores.
- Para el diseño se utilizará la ecuación de diseño de ejes para tensión por esfuerzo de flexión inversa sucesiva y tensión por esfuerzo de corte por torsión.

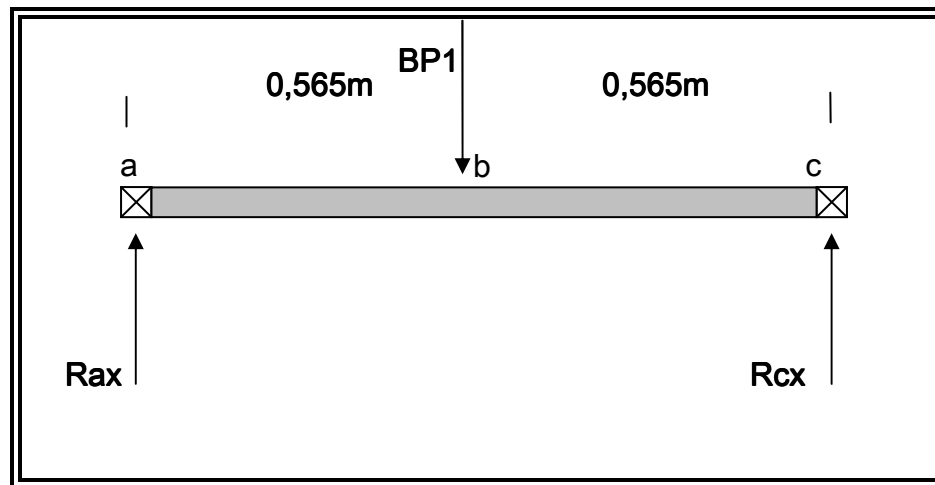


Figura B.2. Fuerzas aplicadas sobre el eje en el plano “XZ” del transportador N°

1. Fuente: Elaboración propia.

- **Cálculo de reacciones.**

$$BP1 = 350,6N$$

$$\Sigma M_a = 0$$

$$R_{cx} \overline{ac} - BP \overline{ab} = 0$$

$$(R_{cx}) \times (1,13m) = (350,6N) \times (0,565m)$$

$$R_{cx} = 175,3N$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{ax} - BP + R_{cx} = 0$$

$$R_{ax} = -350,6 + 175,3$$

$$R_{ax} = -175,3N$$

- **Cálculo de momentos flectores.**

$$M_a = 0$$

$$M_b = M_a + A_{rea}ab$$

$$M_b = R_{ax} \overline{X_{ab}}$$

$$M_b = (175,3\text{N}) \times (0,565\text{m})$$

$$M_b = -99,04\text{Nm}$$

$$M_c = M_b + A_{rea}bc$$

$$M_c = M_b + (R_{ax} - BP) \overline{X_{bc}}$$

$$M_c = 0$$

$$M_c = 0$$

- **Momento torsor del eje motriz.**

$$T_o = 48,52\text{ N.m}$$

$$M_t = 48,52\text{N.m}$$

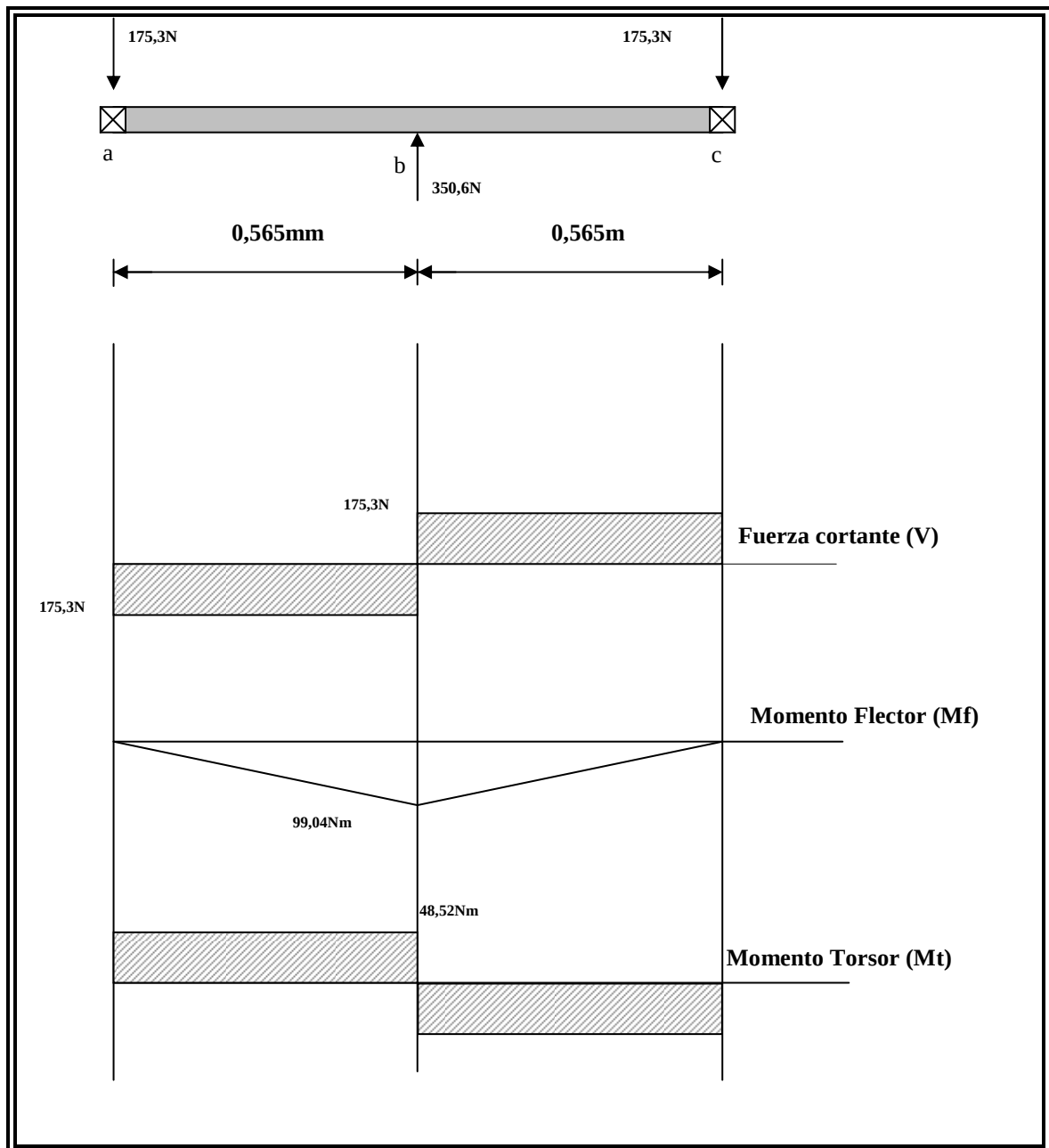


Figura B.3. Diagrama de fuerzas y momentos sobre el eje del transportador N° 1. **Fuente:**

Elaboración propia

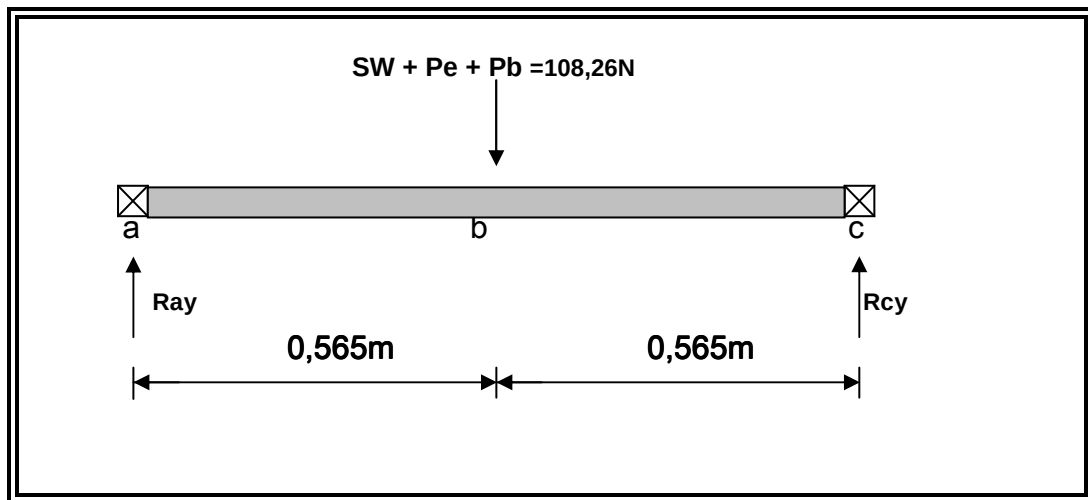


Figura B.4 fuerzas aplicadas sobre el eje en el plano “YZ” del transportador N° 1. **Fuente:**

Elaboración propia.

- **Cálculo de reacciones.**

$$R_{ay} = ?$$

$$R_{cy} = ?$$

$$SW + Pe + Pb = 108,26N$$

$$\sum M_a = 0$$

$$(R_{cy}) \times (ac) - (SW + Pe + Pb) \times (ab) = 0$$

$$(R_{cy}) \times (1,13m) - (108,26N) \times (0,565m) = 0$$

$$R_{cy} = 54,13N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay} - (SW + Pe + Pb) + R_{cy} = 0$$

$$R_{ay} = (108,26N) - (54,13N)$$

$$R_{ay} = 54,13N$$

- **Cálculo de momentos flectores.**

$$M_a = 0$$

$$M_b = M_a + Area_{ab}$$

$$M_b = R_{ay} \overline{X_{ab}}$$

$$M_b = (54,13\text{N}) \times (0,565\text{m})$$

$$M_b = 30,58\text{Nm}$$

$$M_c = M_b + Area_{bc}$$

$$M_c = M_b + (R_{ay} - BP) \overline{X_{bc}}$$

$$M_c = 0$$

$$M_c = 0$$

- **Momento torsor del eje motriz.**

$$T_o = 48,52 \text{ N.m}$$

$$M_t = 48,52\text{N.m}$$

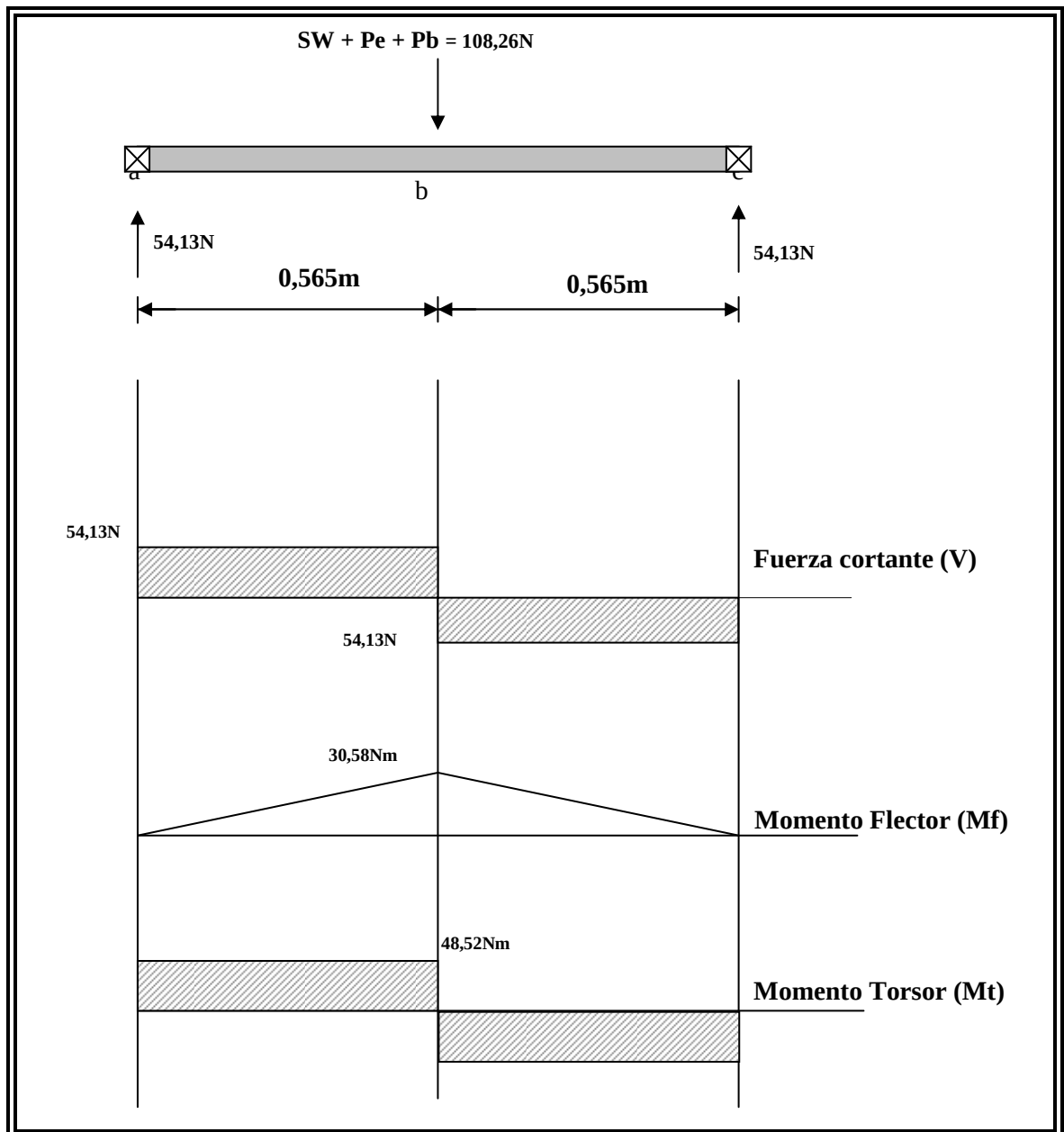


Figura B.5. Diagrama de fuerzas y momentos sobre el eje “YZ” del transportador N° 1. **Fuente:**

Elaboración propia.

Se puede observar en cada uno de los diagramas realizados que, a lo largo de toda la longitud del eje el punto b representa la sección del eje que se encuentra sometida a mayor esfuerzo, por lo tanto el diseño se realizará en función de esta sección crítica, tomando el momento resultante de ambos planos.

Garantizando que el resto de las secciones distintas a las del punto b, no presentarán problemas de falla.

- **Diseño de ejes para tensión por esfuerzo de flexión inversa sucesiva y tensión por esfuerzo de corte por torsión.**

$$\left(\frac{K_t \times N \times \gamma}{S'_n} \right)^2 + \left(\frac{N \times \tau \times \sqrt{3}}{S_y} \right)^2 = 1$$

Donde:

γ : Tensión por flexión. (MPa)

K_t : Factor de concentración de esfuerzos.

N: factor de seguridad.

S'_n : Resistencia por durabilidad modificada. (MPa)

τ : Tensión por esfuerzo de corte. (MPa)

S_y : Resistencia última (MPa)

Para ejes de sección cuadrada se deduce la ecuación de la siguiente manera:

La tensión por flexión debida a un momento de flexión es:

$$\gamma = \frac{M}{Z} \longrightarrow Z = \frac{S^3}{6}$$

Donde:

M: Momento de flexión. (Mpa)

Z: Coeficiente de sección rectangular. (m^3)

S: Lado del cuadrado. (m)

(Referencia: Elementos de máquinas Robert Mott.)

La tensión de corte debida a un momento torsor es:

$$\tau = \frac{T}{Q} \longrightarrow Q = 0,208 \times S^3$$

Donde:

T: Momento torsor. (Mpa)

Q: Coeficiente de sección rectangular. (m^3)

S: Lado del cuadrado. (m)

(Referencia: Elementos de máquinas Robert Mott.)

$$\left(\frac{K_t \times N \times \gamma}{S'_n} \right)^2 + \left(\frac{N \times \tau \times \sqrt{3}}{S_y} \right)^2 = 1$$

$$N^2 \times \left(\frac{K_t \times \gamma}{S'_n} \right)^2 + \left(\frac{\tau \times \sqrt{3}}{S_y} \right)^2 = 1$$

Sustituyendo los valore de γ y τ

$$N^2 \times \left(\frac{K_t \times M}{\left(\frac{S^3}{6} \right) \times S'_n} \right)^2 + \left(\frac{T \times \sqrt{3}}{(0,208 S^3) \times S_y} \right)^2 = 1$$

$$N^2 \times \left(\frac{6 \times K_t \times M}{S^3 \times S'_n} \right)^2 + \left(\frac{8,3271 \times T}{S^3 \times S_y} \right)^2 = 1$$

$$\frac{N^2}{S^6} \times \left(\frac{6 \times K_t \times M}{S'_n} \right)^2 + \left(\frac{8,3271 \times T}{S_y} \right)^2 = 1$$

$$S = \left\{ N^2 \times \left(\frac{6 \times K_t \times M}{S'_n} \right)^2 + \left(\frac{8,3271 \times T}{S_y} \right)^2 \right\}^{1/6}$$

$$S = \left\{ N^2 \times \left(\frac{6 \times K_t \times M}{S'_n} \right)^2 + \left(\frac{8,3271 \times T}{S_y} \right)^2 \right\}^{1/6}$$

Donde:

$$S'_n = S_n \times C_s \times C_r$$

Donde:

S'_n = Resistencia por durabilidad modificada. (MPa)

C_r = Factor de confiabilidad. $C_r = 0,81$ (Ver anexo N° 26.)

C_s = Factor de tamaño. $C_s = 0,87$ (Ver anexo N° 24.)

$$S_n = 0,5 \times S_{ut}$$

$$S_{ut} = 440 \text{ MPa} \quad (\text{Ver anexo N° 23.})$$

$$S_n = 0,5 \times (440 \text{ MPa})$$

$$S_n = 220 \text{ MPa}$$

$$S'_n = (220 \text{ MPa}) \times 0,87 \times 0,81$$

$$S'_n = 156,63 \text{ MPa}$$

Momento resultante (M)

$$M = \sqrt{(M_{xz})^2 + (M_{yz})^2}$$

$$M = \sqrt{(99,04)^2 + (30,58)^2}$$

$$M = 103,65 \text{ N.m}$$

Donde:

$N = 4$ (Referencia: Elementos de máquinas Robert Mott.)

$K_t = 2,5$ (Referencia: Elementos de máquinas Robert Mott.)

$M = 103,65 \text{ N.m}$

$$S'_n = 156,63 \text{ MPa}$$

$T = 48,52 \text{ N.m}$

$S_y = 370 \text{ Mpa}$ (Ver anexo N° 23.)

Sustituyendo los valores, queda:

$$S = \left\{ 4^2 \times \left(\frac{6 \times (2,5) \times (103,65 \text{ N.m})}{(156,63 \text{ MPa})} \right)^2 + \left(\frac{8,3271 \times (48,52 \text{ N.m})}{(370 \text{ MPa})} \right)^2 \right\}^{1/6}$$

$$S = 3,4183 \text{ cm} = 1,34 \text{ pulg}$$

Por lo tanto es necesario realizar el diseño del eje con un lado mínimo de 1,5 pulg. (Lado comercial), para garantizar que el mismo soporte las cargas de flexión y torsión antes calculadas.

B.2. Diseño del eje motriz 2.

El diseño de este eje se realizó de la misma manera con la que se diseño el eje para el transportador N°1

- **Peso del envase.**

$$W = 1,48902 \text{ N}$$

- **Peso de la banda.**

$$P = 63,44 \text{ N}$$

- **Peso del eje.**

$$SW = 56,05N$$

Luego de conocer todas las cargas que se encuentran a lo largo del eje, es necesario hallar la sección que se encuentra sometida a mayor esfuerzo, por lo cual es preciso realizar el diagrama de fuerza cortante, de momentos y fuerza axial en los diferentes planos.

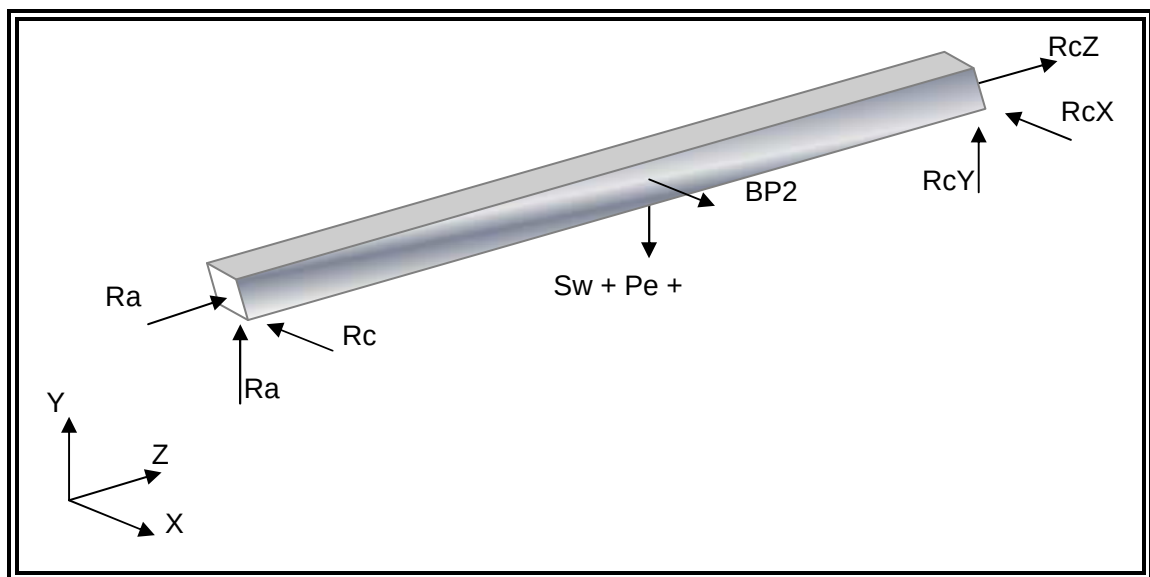


Figura B.6 Isometría del eje del transportador N° 2. **Fuente:** Elaboración propia.

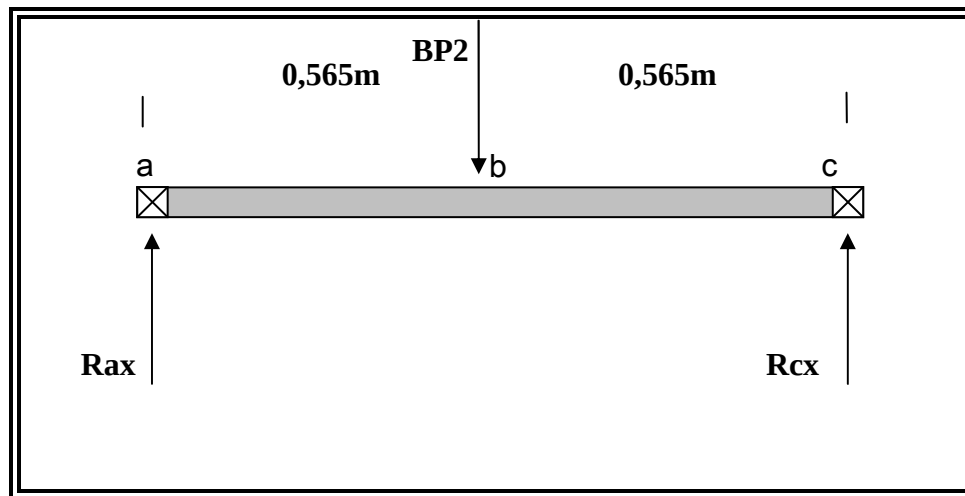


Figura B.7. Fuerzas aplicadas sobre el eje en el plano “XZ” del transportador N° 2. **Fuente:**
Elaboración propia.

- **Cálculo de reacciones.**

$$R_{cx} = -216,46\text{N}$$

$$R_{ax} = -216,46\text{N}$$

- **Cálculo de momento flector.**

$$M_b = -122,29\text{ Nm}$$

$$M_c = 0$$

- **Momento torsor del eje motriz.**

$$M_t = 45,71 \text{ N.m}$$

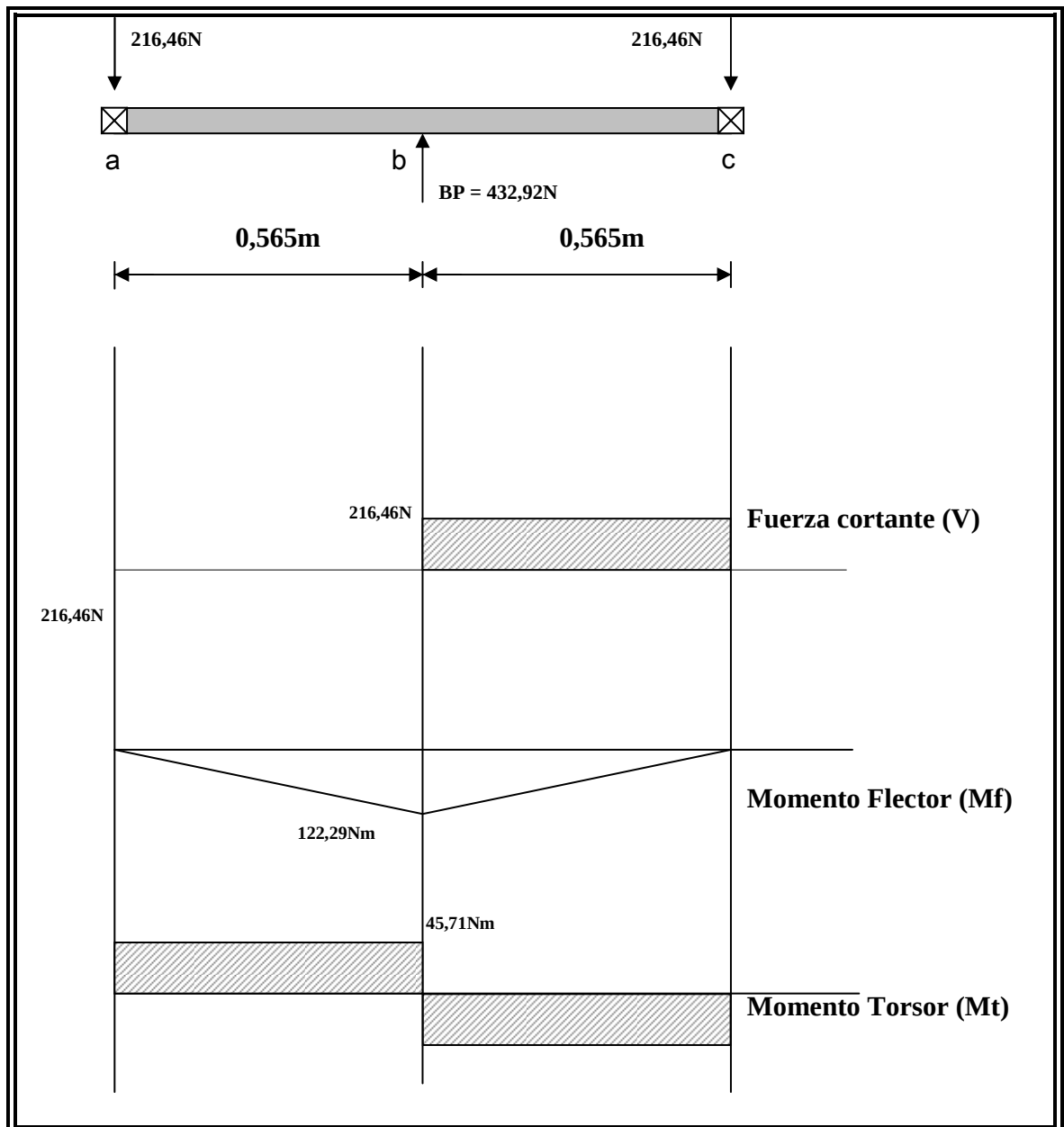


Figura B.8. Diagrama de fuerzas y momentos sobre el eje en el plano "XZ" del transportador N°

2. **Fuente:** Elaboración propia.

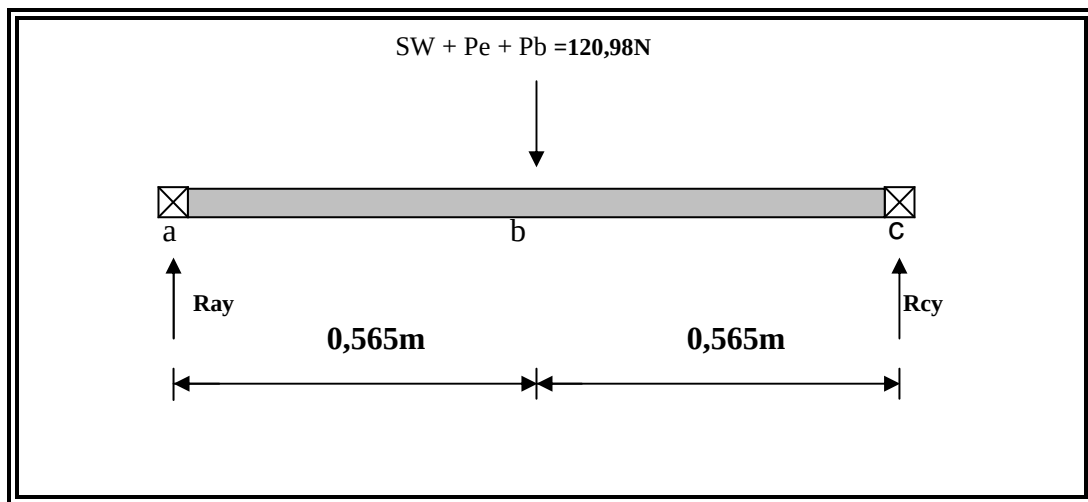


Figura A.9. Fuerzas aplicadas sobre el eje en el plano “YZ” del transportador N° 2. **Fuente:**
Elaboración propia.

- **Cálculo de reacciones.**

$$R_{cy} = 60,49\text{N}$$

$$R_{ay} = 60,49\text{N}$$

- **Cálculo de momentos flectores.**

$$M_b = 34,17\text{Nm}$$

$$M_c = 0$$

- **Momento torsor del eje motriz.**

$$M_t = 39,97 \text{ N.m}$$

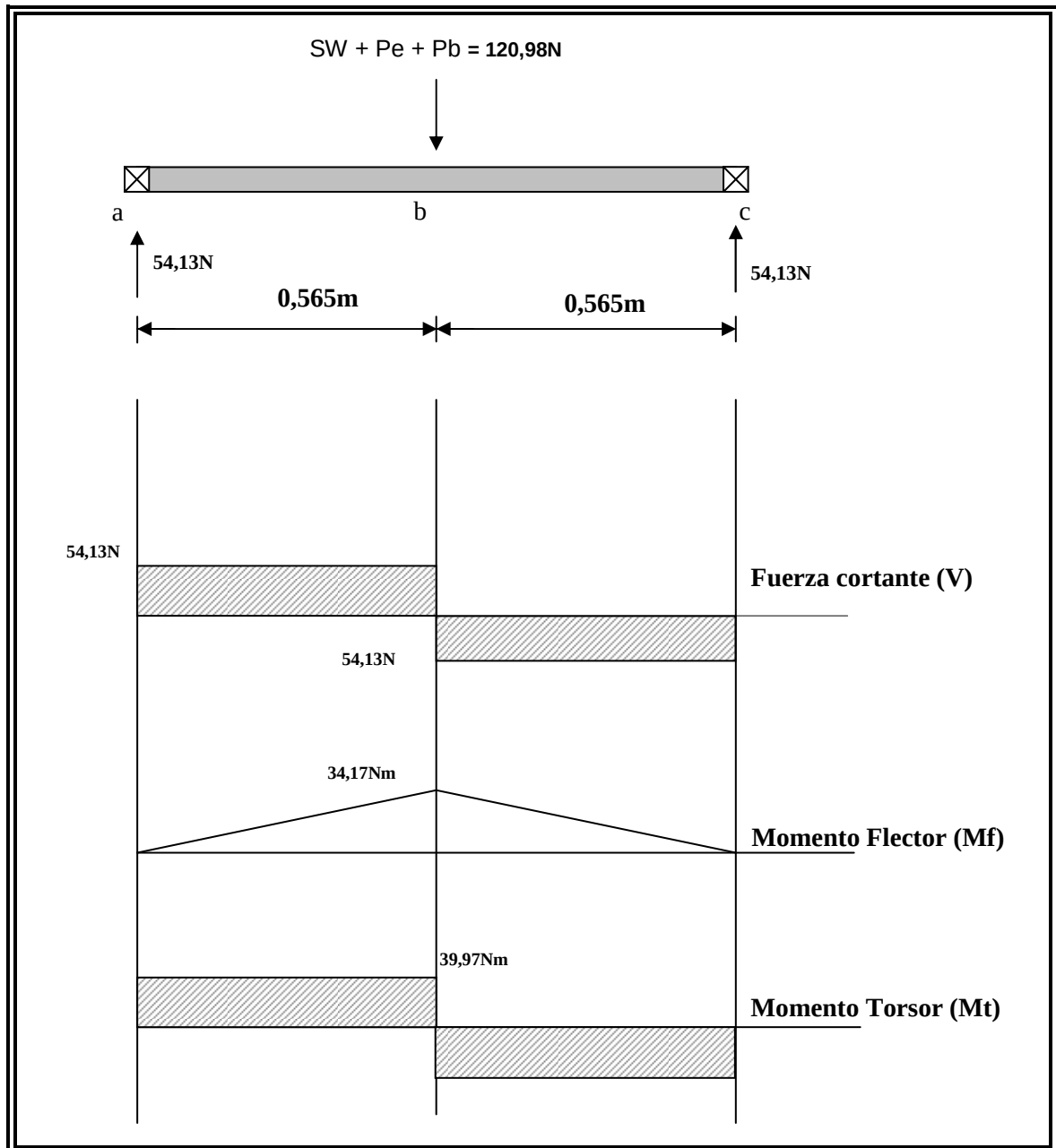


Figura B.10 Diagrama de fuerzas y momentos sobre el eje en el plano "YZ" del transportador N°

2. **Fuente:** Elaboración propia.

- **Diseño del eje para tensión por esfuerzo de flexión inversa sucesiva y tensión por esfuerzo de corte por torsión.**

$$S = N^2 \times \left\{ \left(\frac{6 \times K_t \times M}{S'_n} \right)^2 + \left(\frac{8,3271 \times T}{S_y} \right)^2 \right\}^{1/6}$$

Donde:

N= 4 (Referencia: Elementos de máquinas Robert Mott.)

$K_t = 2,5$ (Referencia: Elementos de máquinas Robert Mott.)

M= 122,29 N.m

$S'_n = 156,63 \text{ MPa}$

T= 45,71 N.m

$S_y = 370 \text{ Mpa}$ (Referencia: Elementos de máquinas Robert Mott.)

Sustituyendo los valores, queda:

$$S = 4^2 \times \left\{ \left(\frac{6 \times (2,5) \times (122,29 \text{ N.m})}{(156,63 \text{ MPa})} \right)^2 + \left(\frac{8,3271 \times (45,71 \text{ N.m})}{(370 \text{ MPa})} \right)^2 \right\}^{1/6}$$

$S = 3,60 \text{ cm} = 1,42 \text{ pulg}$

Por lo tanto es necesario realizar el diseño del eje con un lado mínimo de 1,5 pulg. (Lado comercial), para garantizar que el mismo soporte las cargas de flexión y torsión antes calculadas.

B.3. Diseño del eje 3.

- **Peso de la banda.**

$$Pe = 1,48N$$

- **Peso de la banda.**

$$Pb = 50,72N$$

- **Peso del eje.**

$$SW = 56,05N$$

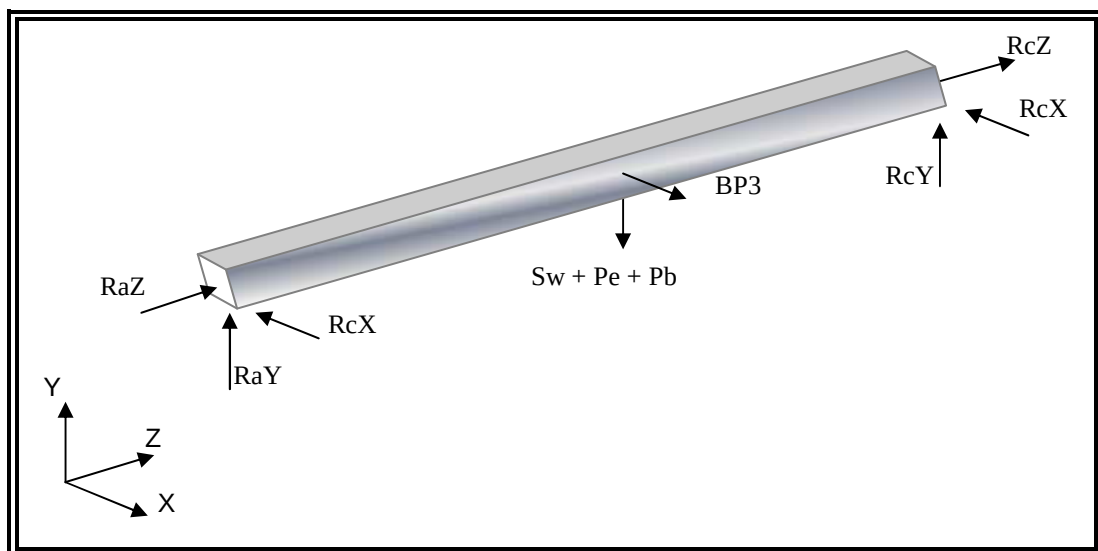


Figura B.11. Isometría del eje del transportador N° 3. **Fuente:** Elaboración propia.

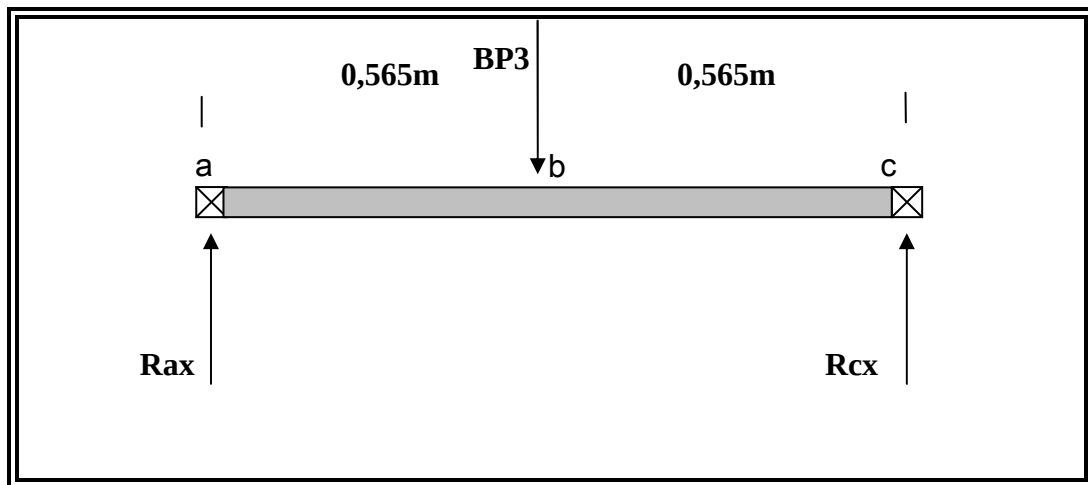


Figura B.12. Fuerzas aplicadas sobre el eje en el plano “XZ” transportador N° 3. **Fuente:**
Elaboración propia.

- **Reacciones.**

$$R_{cx} = 147,15\text{N}$$

$$R_{ax} = -147,15\text{N}$$

- **Momentos flectores.**

$$M_b = -83,14\text{Nm}$$

$$M_c = 0$$

- **Momento torsor del eje motriz.**

$$M_t = 37,47 \text{ N.m}$$

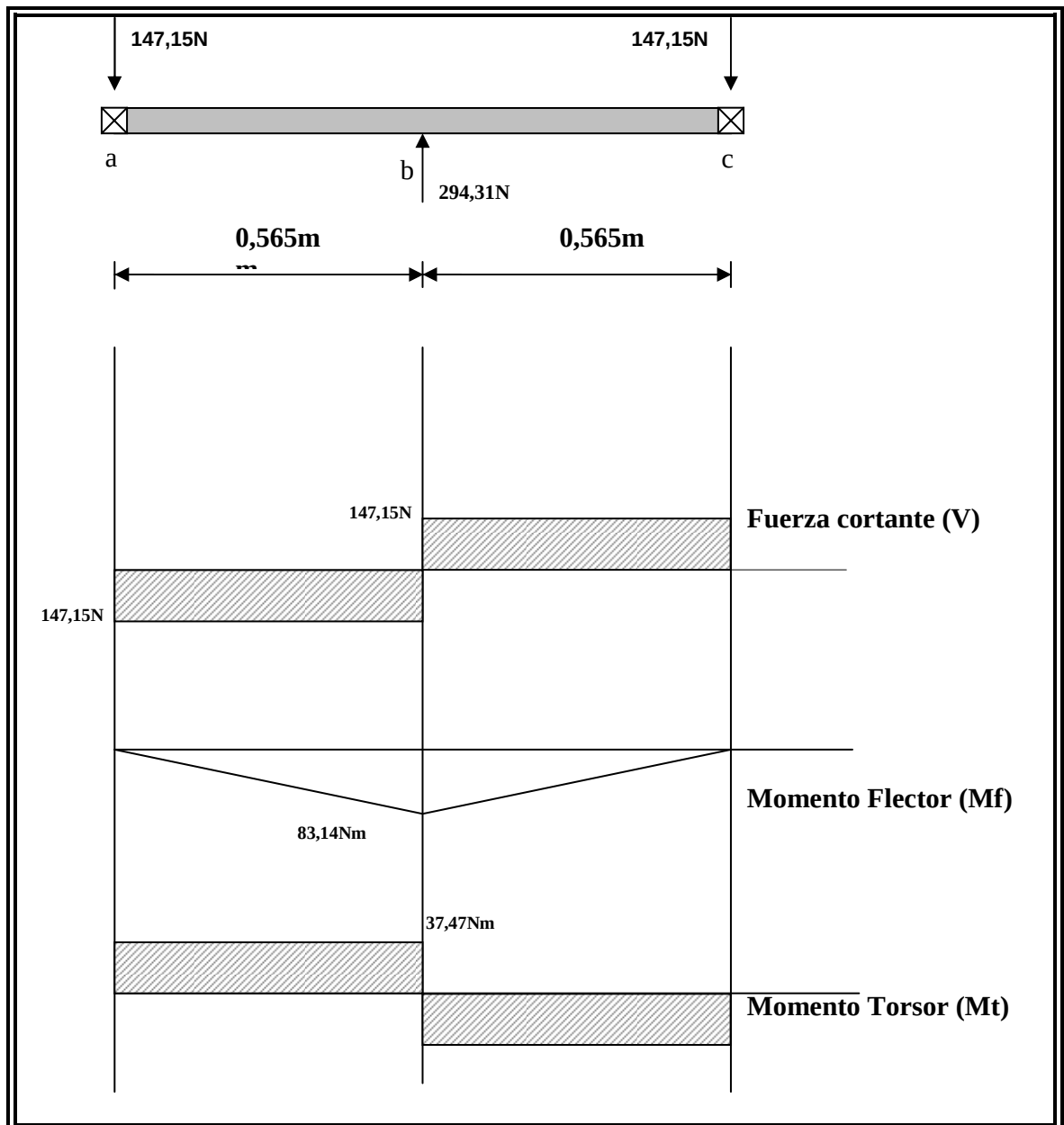


Figura B.13. Diagrama de fuerzas y momentos sobre el eje del transportador N°3. **Fuente:**

Elaboración propia.

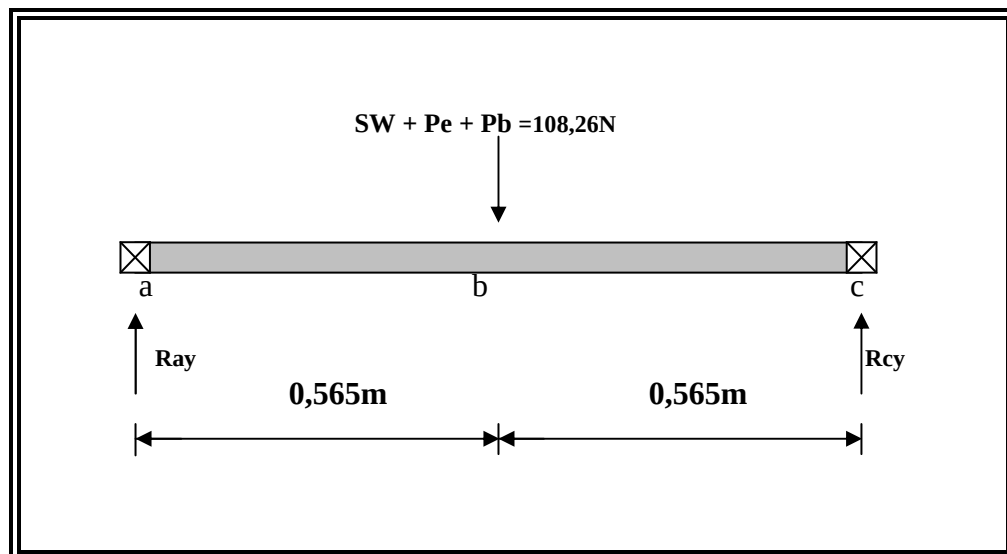


Figura B.14. Fuerzas aplicadas sobre el eje en el plano “XZ” del transportador N° 3. **Fuente:** Elaboración propia.

- **Reacciones.**

$$R_{cy} = 54,13N$$

$$R_{ay} = 54,13N$$

- **Momentos flectores.**

$$M_b = 30,58Nm$$

$$M_c = 0$$

- **Momento torsor del eje motriz.**

$$M_t = 48,52 \text{ N.m}$$

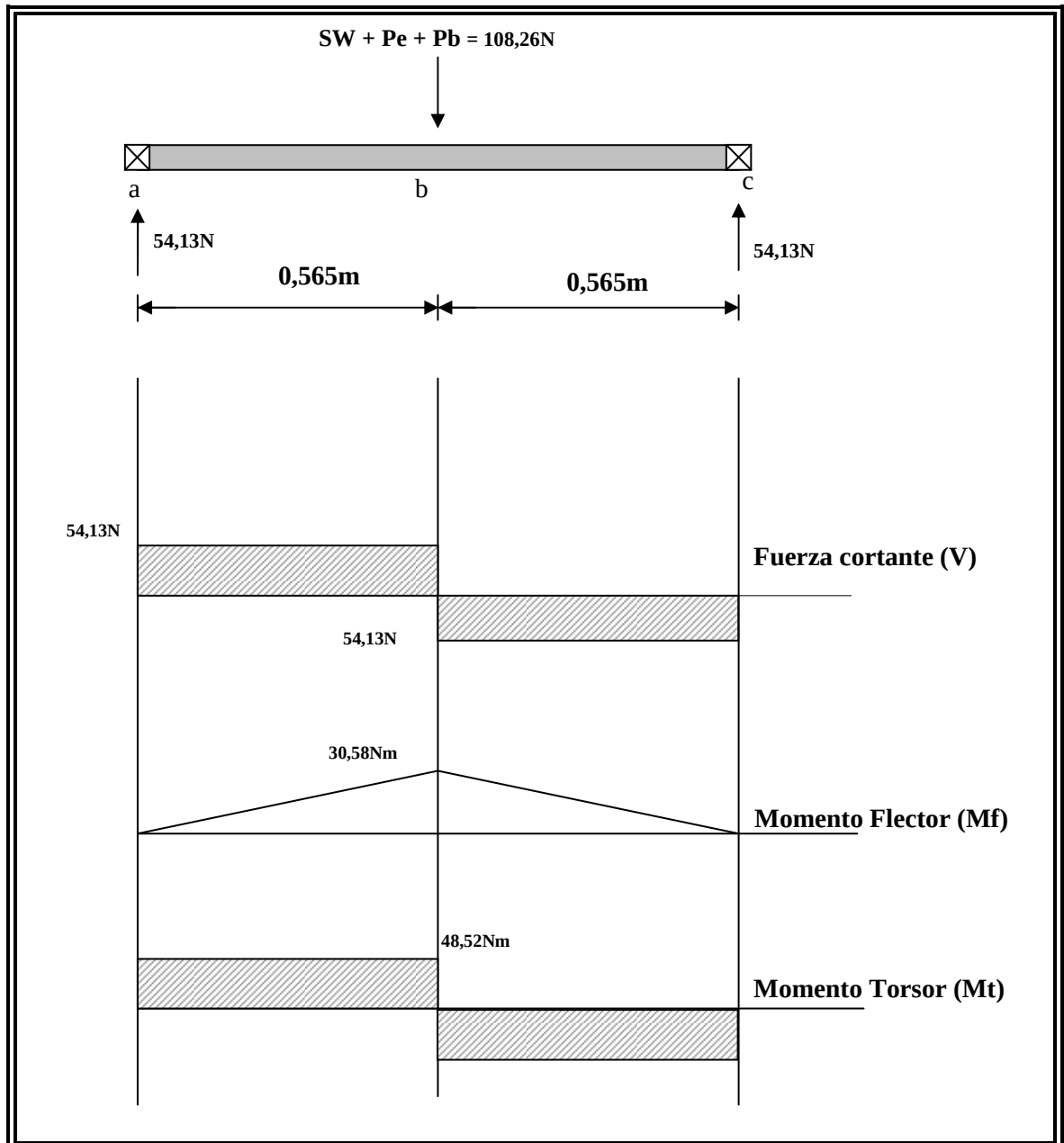


Figura B.15. Diagrama de fuerzas y momentos sobre el eje del transportador N° 3. **Fuente:**

Elaboración propia.

- **Diseño del eje para tensión por esfuerzo de flexión inversa sucesiva y tensión por esfuerzo de corte por torsión.**

$$S = N^2 \times \left\{ \left(\frac{6 \times K_t \times M}{S'_n} \right)^2 + \left(\frac{8,3271 \times T}{S_y} \right)^2 \right\}^{1/6}$$

Donde:

N= 4 (Referencia: Elementos de máquinas Robert Mott.)

$K_t = 2,5$ (Referencia: Elementos de máquinas Robert Mott.)

M= 83,14 N.m

$S'_n = 156,63 \text{ MPa}$

T= 48,52 N.m

$S_y = 370 \text{ Mpa}$ (Referencia: Elementos de máquinas Robert Mott.)

Sustituyendo los valores, queda:

$$S = 4^2 \times \left\{ \left(\frac{6 \times (2,5) \times (83,14 \text{ N.m})}{(156,63 \text{ MPa})} \right)^2 + \left(\frac{8,3271 \times (48,52 \text{ N.m})}{(370 \text{ MPa})} \right)^2 \right\}^{1/6}$$

$S = 3,17 \text{ cm} = 1,25 \text{ pulg.}$

Por lo tanto es necesario realizar el diseño del eje con un lado mínimo de 1,5 pulg. (Lado comercial), para garantizar que el mismo soporte las cargas de flexión y torsión antes calculadas y tener una simetría con los ejes anteriores.

C.1. Diámetro del rodamiento.

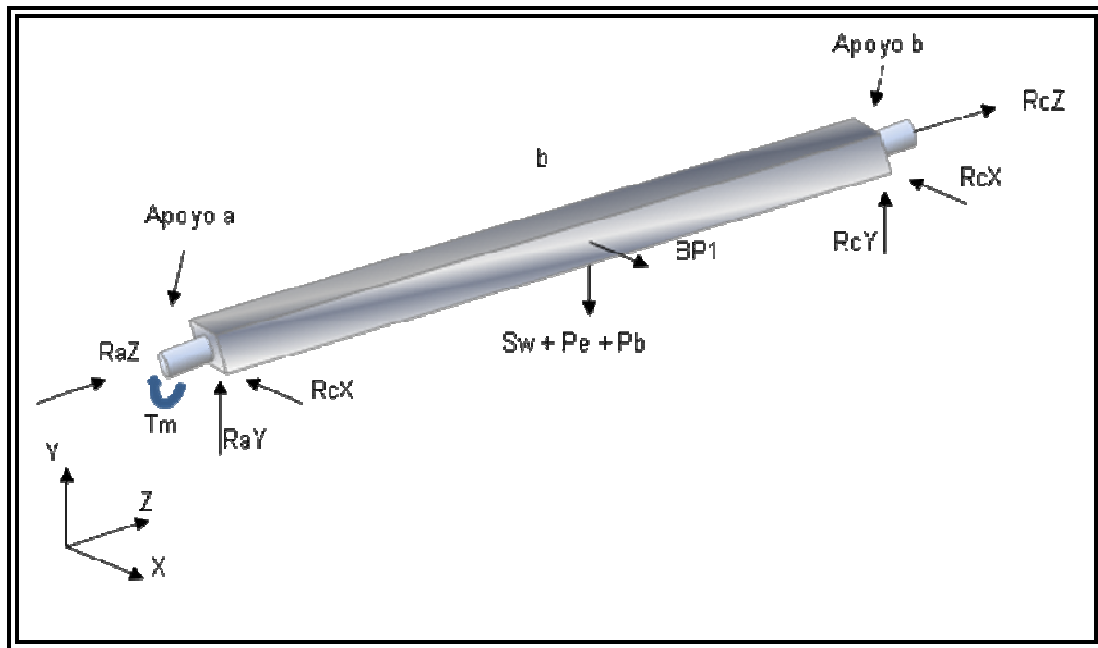


Figura C.1. Isometría del eje con reducción para rodamientos. **Fuente:** Elaboración propia.

Para realizar la selección de los rodamientos en los puntos a y c, es necesario realizar el cálculo del diámetro en dicha sección, para ello se considerara para la “apoyo a” la energía de distorsión debido a que ella se encuentra sometida a un momento torsor. Y la “apoyo c” que solo soporta la fuerza radial (ver Figura A.6), que actúa como una fuerza de corte vertical (dicha fuerza es R_{cx} ya que el diseño esta basado en las condiciones criticas esta fuerza es mayor que R_{cy} ubicada en la misma sección sobre el eje), en esta sección no se presenta torque ni momento flector.

- **Apoyo a.**

$$d = \frac{32n_s}{\pi S_y} \sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e} K_f M_a \right)^2 + \frac{3}{4} \left(T_m + \frac{S_y}{S_e} K_{fs} T_a \right)^2}^{1/3}$$

Para flexión completamente invertida y torsión constante $M_m=0$ y $T_a=0$, además $K_f=1$ y $S_e=1$ ya que se supone un eje liso libre de concentradores de esfuerzos.

$$d = \frac{32n_s}{\pi S_y} \sqrt{(M_a)^2 + \frac{3}{4} (T_m)^2}^{1/3}$$

Donde:

$N= 4$

$S_y= 370\text{MPa}$

$M_a= 0$ (Figura A.18 Isometría del eje)

$T_m= 48,52\text{Nm}$

$$d = \left[\frac{(32) \times (4)}{\pi (370 \times 10^6 \text{ Pa})} \sqrt{\frac{3}{4} (48,52)^2} \right]^{1/3}$$

$d=0,0166\text{m} = 0,65\text{pulg}$

- **Apoyo c.**

Esta sección se encuentra sometida a corte puro ver anexo del libro

$$\tau_{Amd} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = \frac{370}{\sqrt{3}} = 213,61 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\max} = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{175,3}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

$$\frac{\tau_{Amd}}{N} \subseteq \tau_{\max} \longrightarrow \frac{213,61}{4} \text{ Pa} = \frac{175,3}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad 53,40 \text{ Mpa} = \frac{(175,3)4}{\pi d^2} \longrightarrow$$

$$d = \sqrt{\frac{701,2}{\pi \times 53,40 \times 10^6}} = \sqrt{2,04 \times 10^{-3}}$$

$d = 0.002 \text{ Cm} = 0,08 \text{ pulg}$
--

En el apoyo a el cálculo del diámetro es mayor que en la apoyo c por lo tanto se selecciona ese diámetro garantizando que este soporte las cargas de torsión y corte antes calculadas.

$d = 0.74 \text{ pulg } (0,0187 \text{ m}) \longrightarrow d = 1 \text{ pulg } (0,0254 \text{ m})$ Diámetro comercial.

$$R_{ay} = 54,13 \text{ N}$$

$$R_{ax} = 175,3 \text{ N}$$

$$F_{\text{radial}} : \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2}$$

$$F_{\text{radial}} : \sqrt{(175,3)^2 + (54,13)^2}$$

F.radial: 183,46 N

Se selecciono un rodamiento tipo “Y” ya que estos se encuentran estandarizados por medio del fabricante SKF para el diámetro de eje establecido D.eje= 1”, por medio del catalogo se obtiene:

Dimensiones principales				Capacidades de carga		Carga limite de fatiga	Velocidad limite	Masa	Designación
d	D	B1 (B)	C	C	CO		Pu		
mm				KN		KN	rpm	Kg	-
25,4	52	31	15	14	7,8	0,335	7000	0,18	YET 205-100

Tabla C.1 Dimensiones del rodamiento seleccionado. **Fuente:** Catalogo SKF.

La información suministrada en la tabla C.1 se encuentra detallada en el (Anexo N ° 12).

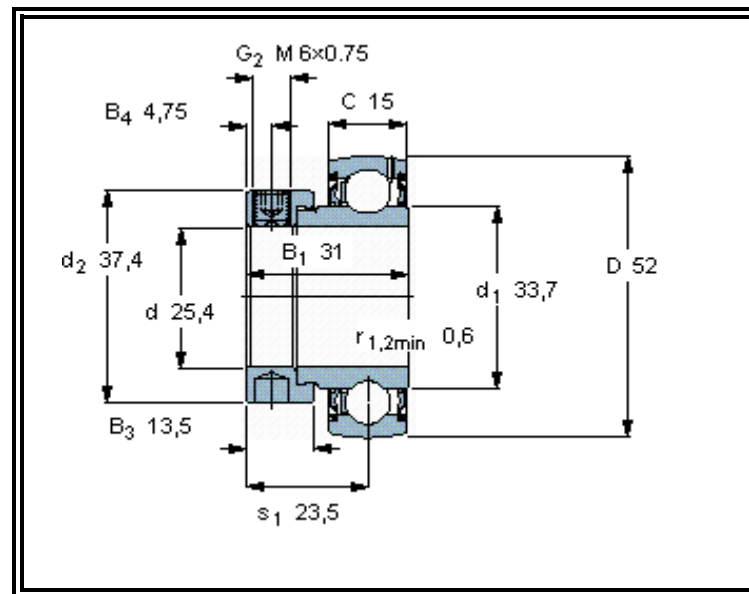


Figura. C.2 Rodamiento seleccionado. Fuente: Catalogo SKF.

Luego de haber seleccionado un posible rodamiento se calculara la vida útil del mismo la cual se compara con las vidas nominales de acuerdo a las horas de uso, la vida útil se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Donde:

L_{10} =vida nominal, millones de revoluciones

0

C =capacidad de carga dinámica, (Ver Tabla C.1).

$$C = 14 \text{ Kn}$$

P =carga dinámica equivalente del rodamiento.

p = exponente de la ecuación de la vida

$p=3$ para los rodamientos de bolas

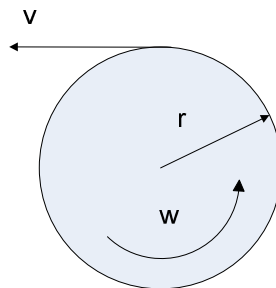
Ya que la velocidad es constante, se puede obtener la vida nominal expresada en horas de funcionamiento utilizando la fórmula:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

donde

L_{10h} = vida nominal, horas de funcionamiento

n = velocidad de giro, r/min



$$V = w \times r$$

$$W = \frac{V}{r} ; \quad V = 2.64 \text{ m/Seg.} \quad r = 0.173\text{m}$$

$$W = \frac{2.64 \frac{\text{m}}{\text{Seg}}}{0.173\text{m}} = 15.26 \frac{\text{rad}}{\text{Seg}} \times \frac{60}{2\pi} \text{ rpm}$$

$$W = 145.72 \text{ rpm}$$

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \times 145,72} \times \left(\frac{14}{0,183} \right)^3$$

$$L_{10h} = 51210666,11 \text{ Horas de servicio}$$

Se deben comparar los valores de vida nominal, dado que la máquina trabaja 24 horas al día y por medio del anexo N° 13 se tiene:

$$L_{10h} = 40000 \text{ a } 50000 \text{ horas de servicio}$$

La vida del rodamiento resulta mayor que la vida nominal, es decir, dura mucho más de lo que debería, entonces el rodamiento seleccionado es el adecuado.

- **Soportes para el rodamiento.**

Al conocer las dimensiones del rodamiento y teniendo el diámetro del eje $D = 1''$ (0,0254), se puede seleccionar el soporte para el rodamiento entrando al catálogo general SKF con dicha dimensión por lo tanto se tomó el designado por el código siguiente: FY 505 U.

Soportes de brida con rodamientos Y, soporte de fundición cuadrado, anillo de fijación excéntrico											
Dimensiones					Capacidades de carga		Velocidad	Masa	Designaciones	Soporte	Rodamiento
d	A ₁	J	L	T	C	C ₀	límite con eje de tolerancia h6		Unidad de rodamiento		
mm					kN		rpm	kg	-		
12,7	23,4	54	76,2	36,8	9,56	4,75	9500	0,48	FY 1/2 FM	FY 503 U	YET 203-008
15	26	54	76	39,1	9,56	4,75	9500	0,47	FY 15 FM	FY 503 M	YET 203/15
15,875	23,4	54	76,2	36,8	9,56	4,75	9500	0,47	FY 5/8 FM	FY 503 U	YET 203-010
17	26	54	76	39,1	9,56	4,75	9500	0,48	FY 17 FM	FY 503 M	YET 203
19,05	29,5	63,5	86	42,5	12,7	6,55	8500	0,63	FY 3/4 FM	FY 504 U	YET 204-012
19,05	29,5	63,5	86	45,6	12,7	6,55	5000	0,66	FY 3/4 WF	FY 504 U	YEL 204-012-2F
20	29,5	63,5	86	42,5	12,7	6,55	8500	0,62	FY 20 FM	FY 504 M	YET 204
20	29,5	63,5	86	45,6	12,7	6,55	8500	0,65	FY 20 WF	FY 504 M	YEL 204-2F
20,637	30	70	95	42,5	14	7,8	7000	0,82	FY 13/16 FM	FY 505 U	YET 205-013
20,637	30	70	95	45,9	14	7,8	7000	0,88	FY 13/16 WF	FY 505 U	YEL 205-013-2F
22,225	30	70	95	42,5	14	7,8	7000	0,81	FY 7/8 FM	FY 505 U	YET 205-014
22,225	30	70	95	45,9	14	7,8	7000	0,86	FY 7/8 WF	FY 505 U	YEL 205-014-2F
23,813	30	70	95	42,5	14	7,8	7000	0,8	FY 15/16 FM	FY 505 U	YET 205-015
23,813	30	70	95	45,9	14	7,8	7000	0,84	FY 15/16 WF	FY 505 U	YEL 205-015-2F
25	30	70	95	42,5	14	7,8	7000	0,78	FY 25 FM	FY 505 M	YET 205
25	30	70	95	45,6	14	7,8	7000	0,83	FY 25 WF	FY 505 M	YEL 205-2F
25,4	30	70	95	42,5	14	7,8	7000	0,78	FY 1. FM	FY 505 U	YET 205-100
25,4	30	70	95	45,9	14	7,8	7000	0,82	FY 1. WF	FY 505 U	YEL 205-100-2F
26,988	32,5	82,5	108	46,7	19,5	11,2	6300	1,14	FY 1.1/16 FM	FY 506 U	YET 206-101
26,988	32,5	82,5	108	50,1	19,5	11,2	6300	1,21	FY 1.1/16 WF	FY 506 U	YEL 206-101-2F
28,575	32,5	82,5	108	46,7	19,5	11,2	6300	1,12	FY 1.1/8 FM	FY 506 U	YET 206-102
28,575	32,5	82,5	108	50,1	19,5	11,2	6300	1,17	FY 1.1/8 WF	FY 506 U	YEL 206-102-2F
30	32,5	82,5	108	46,7	19,5	11,2	6300	1,1	FY 30 FM	FY 506 M	YET 206
30	32,5	82,5	108	50,1	19,5	11,2	6300	1,2	FY 30 WF	FY 506 M	YEL 206-2F
30,163	32,5	82,5	108	46,7	19,5	11,2	6300	1,1	FY 1.3/16 FM	FY 506 U	YET 206-103

Figura. C.3. Soporte seleccionado. **Fuente:** Catalogo SKF.

Soportes de brida con rodamientos Y, soporte de fundición cuadrado, anillo de fijación excéntrico											
Dimensiones					Capacidades de carga		Velocidad	Masa	Designaciones		
d	A ₁	J	L	T	C	C ₀	límite con eje de tolerancia h6	kg	Unidad de rodamiento	Soporte	Rodamiento
mm							rpm		-		
25,4	30	70	95	42,5	14	7,8	7000	0,78	FY 1.FM	FY 505 U	YET 205-100

Figura. C.4. Características de soporte para rodamiento. **Fuente:** Catalogo SKF.

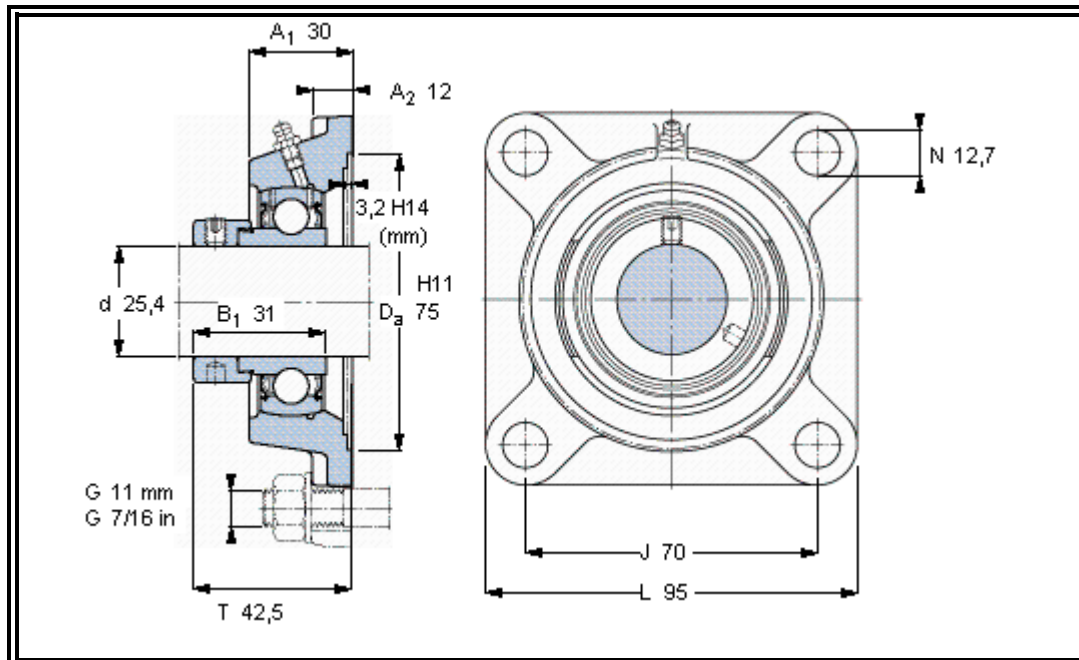


Figura. C.5. Dimensiones del soporte seleccionado. **Fuente:** Catalogo SKF.

D.1. Selección de motor.

Para la selección de la unidad motriz mas adecuada, se tomo en cuenta la velocidad de giro de los transportadores, así como, la potencia necesaria para transportar las latas.

- **Selección de motor**

Para el transportador N° 1 se requiere de una potencia de 1,64 Kw magnitud que maneja el proveedor SEW Euro Drive. La velocidad de giro es de 146 rpm (ver selección de rodamientos). Para que la velocidad de giro del eje de salida sea la requerida se utilizara un motorreductor que suministre la relación de transmisión tal que la velocidad de giro de salida sea la requerida, la transmisión de potencia de la unidad motriz al transportador es por medio de un acople directo, ya que el motorreductor es de eje hueco de 1" de diámetro, dimensión igual al diámetro de los ejes del transportador.

Luego de tomar en cuenta todos los factores nombrados anteriormente, se selecciono la unidad motriz del catalogo SEW Euro Drive cuyo modelo es S57DV100M4 con una potencia de 2,23 Kw (3 Hp), una velocidad de 158 rpm y un torque máximo de 168 Nm, una velocidad de entrada de 1700 rpm con una relación de transmisión de 10,38 logrando reducir la velocidad a 158 rpm.

Para el transportador N° 2 se selección el mismo motorreductor del transportador N° 1 ya que las condiciones de operación y potencia requerida para son parecidas y están en el rango de trabajo de dicho motorreductor.

El motorreductor para el transportador N° 3 maneja una potencia menor que el de los otros transportadores por lo tanto se selecciono un motorreductor con la siguiente designación 47DT90L4 con una potencia de 1,49 Kw (2 Hp), una

Apéndice D

velocidad de entrada de 1700 rpm con una relación de transmisión de 10,38 logrando reducir la velocidad a 158 rpm y un torque máximo de 111 Nm.

Todos los transportadores deben tener motores que manejen una velocidad de giro de 146 rpm los motores comerciales seleccionados anteriormente cumple con las características necesarias para el funcionamiento de los transportadores aunque las rpm de salida de los mismo no es la que se requiere se procedió a la selección de convertidores de frecuencia suministrados en los catálogos y stock de la misma empresa SEW euro drive seleccionado así dos tipos uno para el motor cuya potencia es de 2 HP y otro para el de 3 HP.

La designación de estos convertidores de frecuencia es la siguiente: MOVITRAC LT tipo MCLTE A-0022-201-1-00, cod: 8283648 con el cual sirve para variar las rpm del motor que en este caso es necesario llevarlas de 158rpm a 146 rpm, este convertido es para el motor de 3 HP que se utilizara en los transportadores N°1 y 2. Y el otro convertidor de frecuencia se utilizar con el motor de 2 HP para el transportador N° 3 cuyo modelo es MOVITRAC LT tipo MCLTE A-0015-201-1-00, cód. 8283621. (Ver Anexos N° 17,18,19).

E.1. Selección de estructuras.

Para la selección de los elementos que conforman la estructura de los transportadores se utilizó el catálogo de vigas H-Welle. En el desarrollo del diseño serán necesarias las distancias a las cuales se disponen todas las fuerzas sobre la viga, las cuales fueron medidas a conveniencia de acuerdo al espacio disponible. Se diseñaron las vigas más esforzadas para la selección de manera de garantizar que no falle ninguna del sistema de transportadores.

E.2. Selección de travesaños.

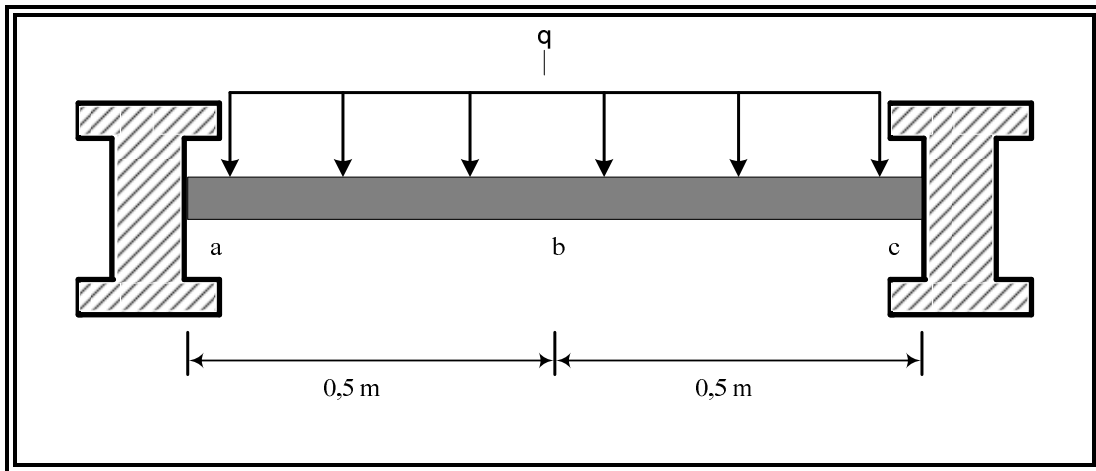


Figura. E.1. Cargas sobre travesaño. **Fuente:** Elaboración propia.

$$q = \left(\frac{\text{Peso}_{\text{Envases}}}{m} + \frac{\text{Peso}_{\text{Banda}}}{m} \right)$$

$$\frac{\text{Peso}_{\text{Envases}}}{m} = \left(24,27 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) \times 0,92\text{m} \rightarrow 22,32 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$\frac{\text{Peso}_{\text{Banda}}}{m} = \left(68,96 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) \times 0,92\text{m} \rightarrow 63,44 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$q = (22,32 + 63,44) \rightarrow 85,76 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

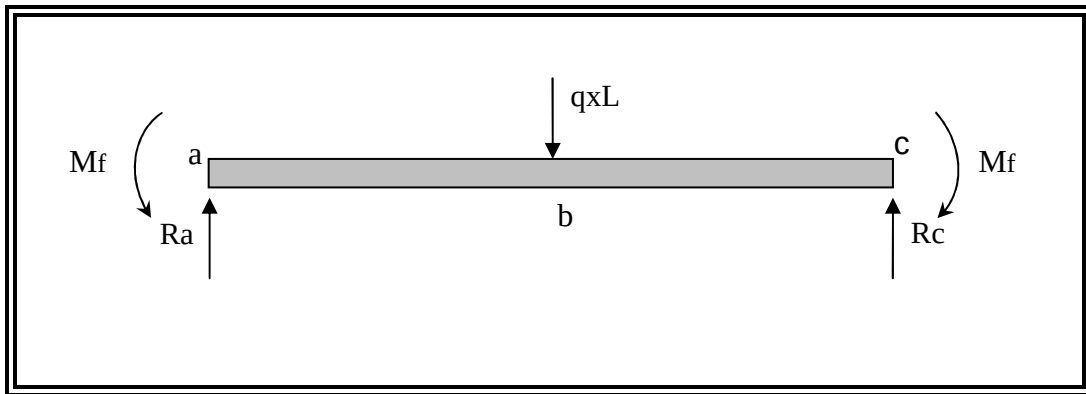


Figura. E.2. Cargas sobre travesaño. **Fuente:** Elaboración propia.

- **Cálculo de reacciones.**

$$q \times L = 85,76 \times 1$$

$$q \times L = 85,76 \text{ N}$$

$$\Sigma M_a = 0$$

$$0 = F1 \times 0,5\text{m} - Rc \times 1$$

$$Rc = \frac{85,76 \times 0,5}{1}$$

$$Rc = 42,88 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$Ra - F1 + Rc = 0$$

$$Ra = 85,76 \text{ N} - 42,88 \text{ N}$$

$$R_a = 42,88 \text{ N}$$

- **Cálculo de momentos flectores.**

$$M_a = \frac{q x L^2}{12}$$

$$M_a = \frac{(85,76) \times (1)^2}{12}$$

$$M_b = -7,14 \text{ N m}$$

$$M_b = \frac{q x L^2}{12}$$

$$M_b = \frac{(85,76) \times (1)^2}{12}$$

$$M_b = -7,14 \text{ N m}$$

$$M_{\max} = \frac{q x L^2}{24}$$

$$M_{\max} = \frac{(85,76) \times (1)^2}{24}$$

$$M_b = 3,57 \text{ N m}$$

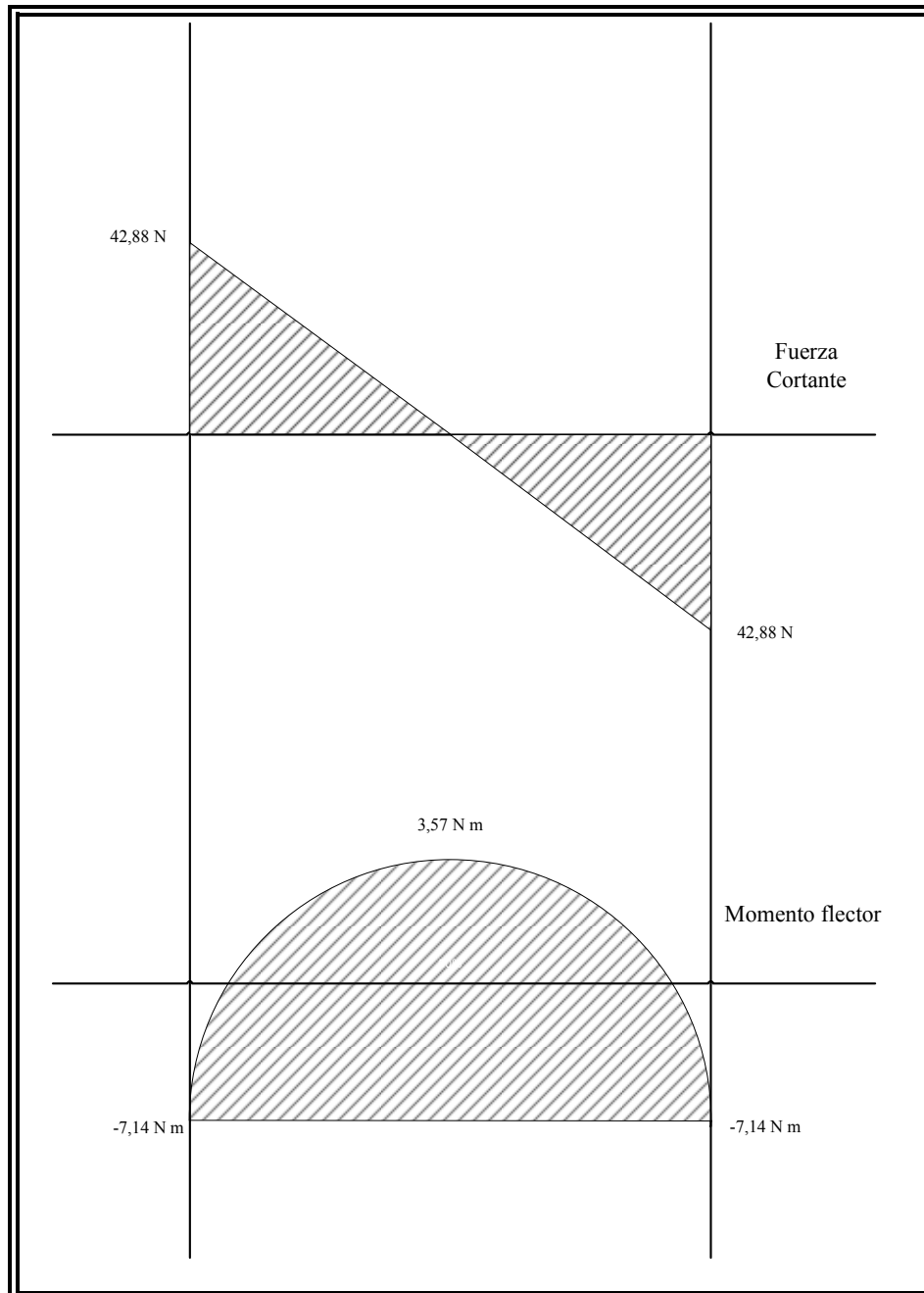


Figura. E.3. Diagrama de corte y momento de travesaño. **Fuente:** Elaboración propia.

Apéndice E

Se escoge una sección cuadrada con tubos estructurales por medio del proveedor h-welle.

Este fabricante recomienda trabajar a flexión a $\sigma_{Adm} = (0,69) \times (F_y)$

$$\sigma_{Adm} = (0,69) \times 3,515 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{Adm} = 2,425 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Entonces, $\sigma_{Adm} \geq \sigma_{Trab}$

$$\sigma_{Trab} = \frac{Mf_{\max}}{S}; \quad S: \text{ modulo de sección.}$$

$$\sigma_{Adm} \geq \frac{Mf_{\max}}{S} \longrightarrow S \geq \frac{Mf_{\max}}{\sigma_{Adm}}$$

$$S \geq \frac{(0,72 \text{Kg}\cdot\text{m}) \times (100 \frac{\text{cm}}{\text{m}})}{2,425 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}$$

$$S \geq 29,69 \text{cm}^3$$

Según el catalogo del proveedor H-Welle, el perfil adecuado es de 100 x 100 mm de sección cuadrada (Ver Anexo N° 20).

E.3. Selección de vigas.

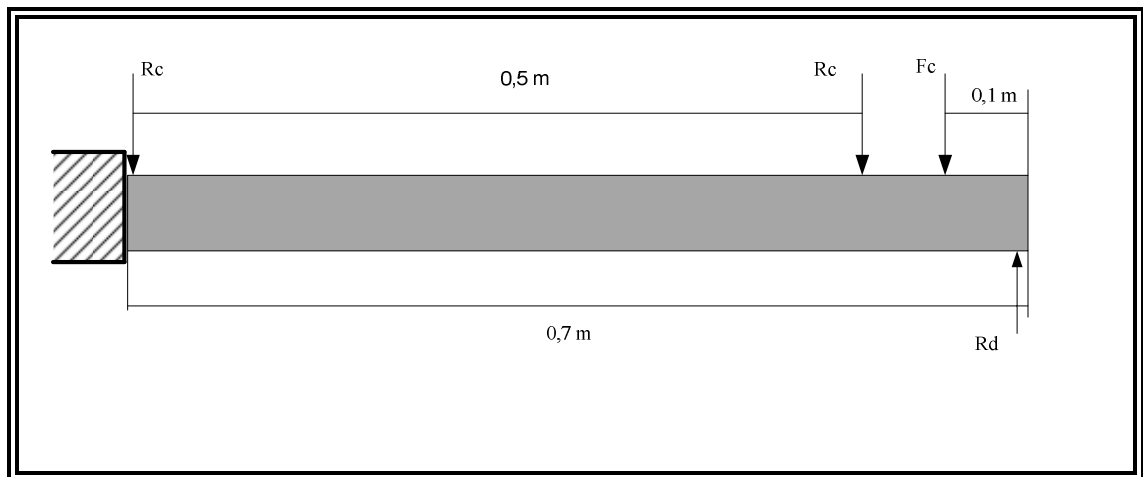


Figura. E.4. Detalle de viga. **Fuente:** Elaboración propia.

$$F_c = P_{\text{eje}} + P_{\text{rodamiento}} + P_{\text{soporte}} + P_{\text{motor}}$$

$$P_{\text{eje}} = 5,10 \text{ Kgf.}$$

$$P_{\text{rodamiento}} = 1,76 \text{ Kgf.}$$

$$P_{\text{soporte}} = 7,65 \text{ Kgf.}$$

$$P_{\text{motor}} = 35 \text{ Kgf.}$$

$$F_c = 5,10 \text{ Kgf} + (2) \times (1,76) + (2) \times (7,65) + 35 \text{ Kgf}$$

$$F_c = 5,10 \text{ Kgf} + 3,52 \text{ Kgf} + 15,3 \text{ Kgf}$$

$$F_c = 578 \text{ N (58,92 Kgf.)}$$

$$R_c = 42,88 \text{ N}$$

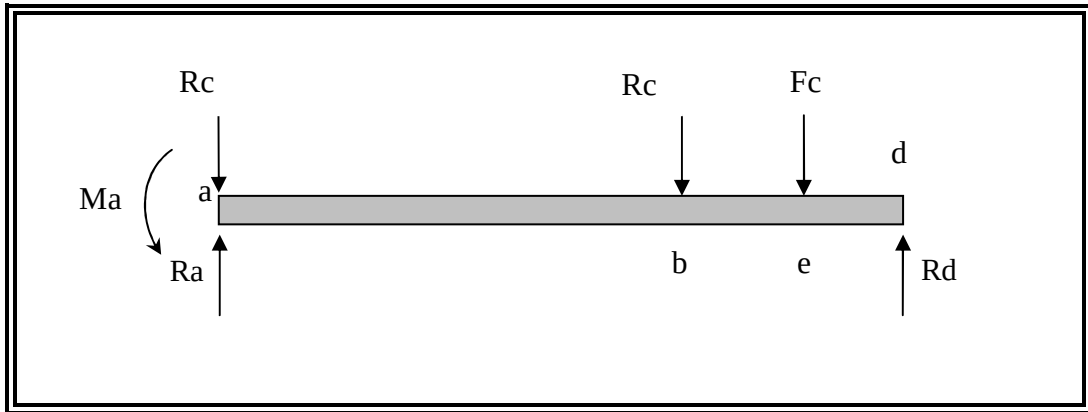


Figura. E.5. Reacciones sobre viga. **Fuente:** Elaboración propia.

Viga empotrada y apoyada con carga puntuales es considera hiperestática por lo cual se tiene:

$$M_a = \frac{(R_c) \times (ab) \times (bd)}{2 \times (ad)^2} \times [(ad) + (bd)] + \frac{(F_c) \times (ae) \times (ed)}{2 \times (ad)^2} \times [(ad) + (ed)]$$

$$M_a = \frac{(42,88) \times (0,5) \times (0,2)}{2 \times (0,7)^2} \times [(0,7) + (0,2)] + \frac{(578) \times (0,6) \times (0,1)}{2 \times (0,7)^2} \times [(0,7) + (0,1)]$$

$$M_a = -32,24 \text{ Nm}$$

$$\sum M_d = 0$$

$$0 = - (R_c) \times (0,7) - (F_c) \times (0,1) - (R_c) \times (0,2) + (R_a) \times (0,7) - M_a$$

$$R_a = \frac{(42,88) \times (0,7) + (578) \times (0,1) + (42,88) \times (0,2) + 32,24}{0,7}$$

$$R_a = 183,7 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-2R_c - F_c + R_d + R_a = 0$$

$$R_d = 408,06 \text{ N}$$

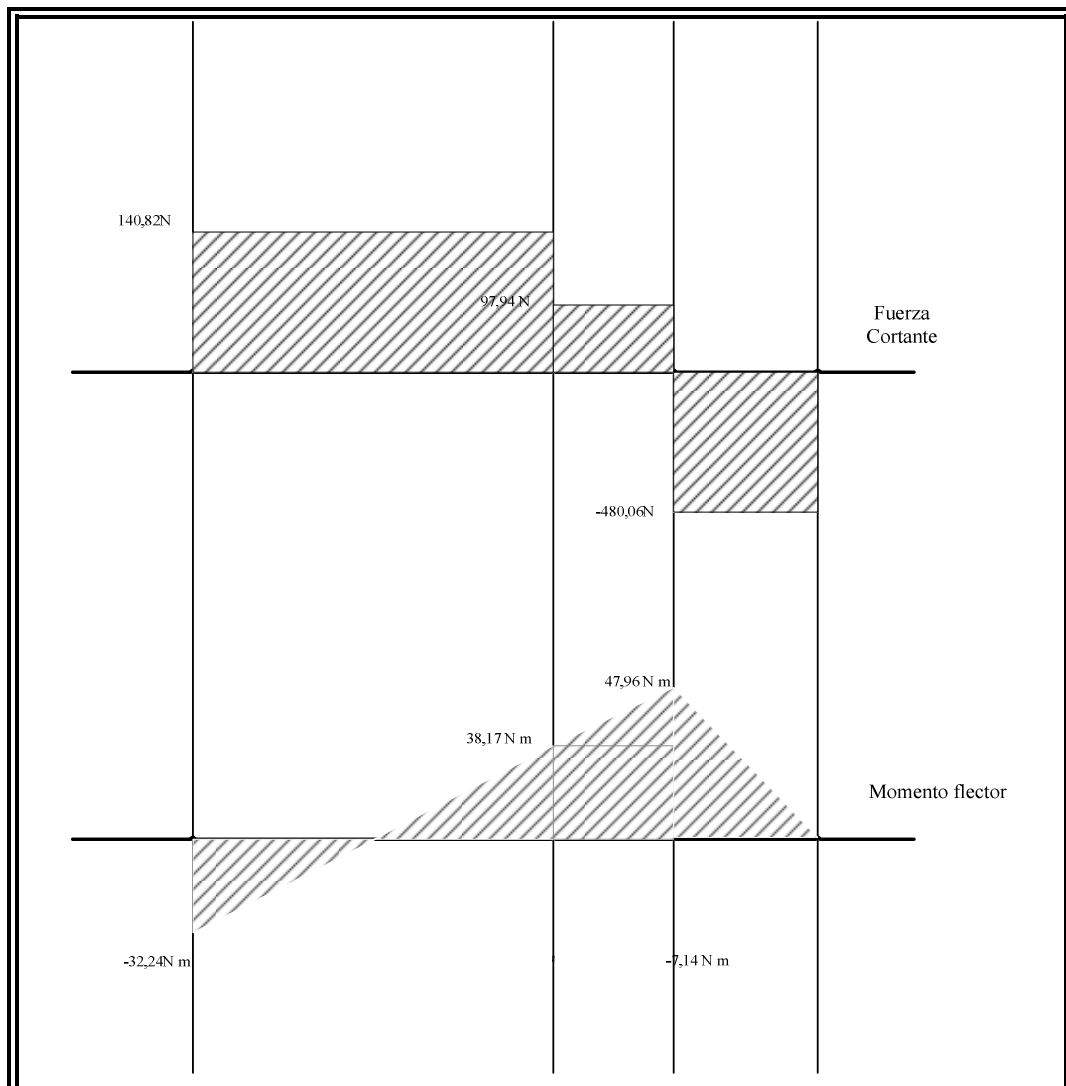


Figura. E.6. Diagrama de corte y momento de viga. **Fuente:** Elaboración propia.

Se escoge una viga UPN por medio del proveedor h-Welle.

Este fabricante recomienda trabajar a flexión a $\sigma_{Adm} = \frac{S_y}{N}$

$$\sigma_{Adm} = \frac{2500 \frac{Kg}{cm^2}}{3}$$

$$\sigma_{Adm} = 833,33 \frac{Kg}{cm^2}$$

Entonces, $\sigma_{Adm} \geq \sigma_{Trab}$

$$\sigma_{Trab} = \frac{Mf_{max}}{S}; \quad S: \text{ modulo de sección.}$$

$$\sigma_{Adm} \geq \frac{Mf_{max}}{S} \longrightarrow S \geq \frac{Mf_{max}}{\sigma_{Adm}}$$

$$S \geq \frac{(4,88Kg \cdot m) \times (100 \frac{cm}{m})}{833,33 \frac{Kg}{cm^2}}$$

$$S \geq 0,58 cm^3$$

Según el catalogo del proveedor H-Welle, la viga más adecuada es UPN 120 (Ver Anexo N° 21).

E.4. Selección de columnas.

Para la selección de las columnas es necesario determinar la carga crítica que deben soportar las mismas, para lo cual se requiere la distribución del peso a lo largo de toda la longitud del transportador. El peso total distribuido estará compuesto por el peso de los envases por metro de longitud, el peso de la banda por metro, así como de los ejes, rodamientos, soportes de rodamientos, motor, y a todo esto se debe añadir el peso de la viga que soporta el conjunto.

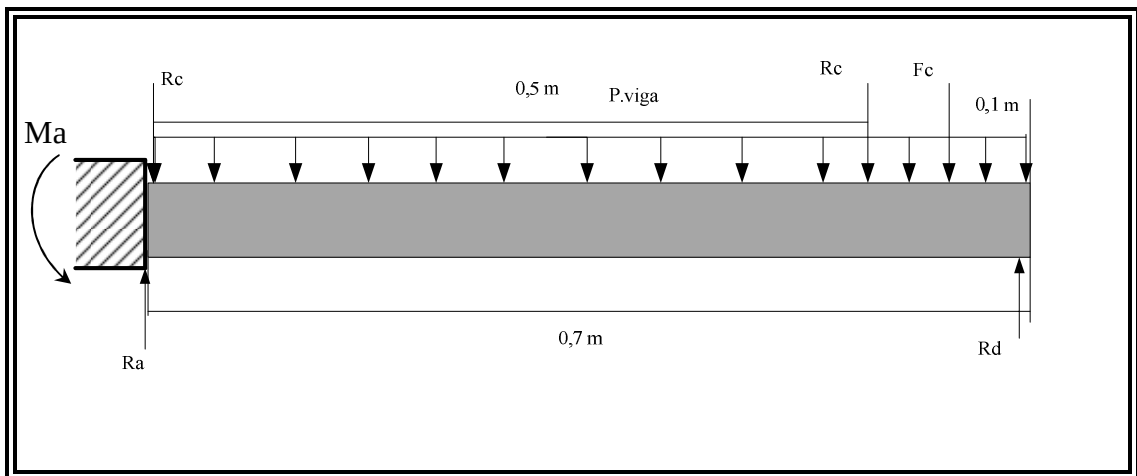


Figura. E.7. Detalle de viga. **Fuente:** Elaboración propia.

$$M_a = - \frac{(R_c)x(ab)x(bd)}{2x(ad)^2} x[(ad) + (bd)] - \frac{(F_c)x(ae)x(ed)}{2x(ad)^2} x[(ad) + (ed)] - \frac{qxL}{8(L)}$$

$$M_a = - \frac{(42,88)x(0,5)x(0,2)}{2x(0,7)^2} x[(0,7) + (0,2)] - \frac{(578)x(0,6)x(0,1)}{2x(0,7)^2} x[(0,7) + (0,1)] - \frac{(1110)x(0,7)}{8(0,7)}$$

$$M_a = - 33,63 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_d = 0$$

$$0 = - (R_c) x (0,7) - (F_c) x (0,1) - (R_c) x (0,2) + (R_a) x (0,7) - M_a$$

$$R_a = \frac{(42,88)x(0,7) + (578)x(0,1) + (42,88)x(0,2) + 33,63}{0,7}$$

$$R_a = 185,7 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-2R_c - F_c + R_d + R_a = 0$$

$$R_d = 478,06 \text{ N}$$

Rd es la carga critica por ser la mayor.

$$P_{critica} = R_a \times N$$

$$P_{critica} = (478,06) \times (3)$$

$$P_{critica} = 1434,18 \text{ N}$$

Ecuación de Euler.

$$\frac{P_{critica}}{A} = \frac{(\pi^2)(C)(E)}{\lambda^2}$$

$$\lambda = \frac{L}{K} \quad K = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$K = \sqrt{\frac{327 \text{ cm}^4}{14,20 \text{ cm}^2}} \longrightarrow K = 0,0479 \text{ m}$$

Ahora es necesario el cálculo de la longitud efectiva que tendrá cada columna para aplicar el criterio de la esbeltez.

$$h_{columna} = L = 1,13 \text{ m}$$

$$\lambda = \frac{1,13}{0,0479} = 23,6$$

La relación de esbeltez λ , permite identificar como se compara la columna diseñada, según los valores suministrados en la tabla E.1, la mismas se encuentra

el criterio adecuado para el cálculo de la Pcr. Admisible, la cual se verifica con la P.crítica.

$\lambda > 120$ Columnas largas	Euler
$30 < \lambda < 120$ Columnas intermedias	Johnson
$\lambda < 30$ Columnas cortas	$\sigma_{amd} = \frac{P_{cr}}{A}$

Tabla E.1. Criterios de diseño según la relación de esbeltez. **Fuente:** Elementos de máquinas I.

El criterio adecuado es el de columnas cortas por lo tanto se utiliza la siguiente ecuación:

$$\sigma_{amd} = \frac{P_{cr}}{A}$$

$$\sigma_{amd} = \frac{S_y}{N} \rightarrow \sigma_{amd} = \frac{2500 \frac{Kg}{cm^2}}{3} \rightarrow \sigma_{amd} = 833,33 \frac{Kgf}{cm^2}$$

$$P_{cr.admisible} = (\sigma_{amd}) \times (A)$$

$$P_{cr.admisible} = (833,33 \frac{Kgf}{cm^2}) \times (14,20 cm^2)$$

$$P_{cr.admisible} = 116085 N$$

$$P_{cr.admisible} = 116085N > P_{critica} = 1434,18 N$$

$P_{cr. Admisible} > P_{critica}$, con lo que queda demostrado que la columna seleccionada, es la adecuada para soportar el conjunto viga transportador.

Datos sobre la banda													
Material de la banda	Material de las varillas estándar Ø 0,18 pulg. (4,6 mm)	CF	Resistencia de la banda	Rango de temperatura (continuo)		P	Peso de la banda	Aprobación de entidades					
				lb/pies	kg/m			°F	°C	lb/pie²	kg/m²	FDA (EE.U U.)	USDA-FSIS – carnes y aves
Polipropileno	Polipropileno	700	1040	34 a 220	1 a 104	0,76	3,70	•	•		•	•	Blanco
Polietileno	Polietileno	350	520	-50 a 150	-46 a 66	0,81	3,96	•	•		•	•	Azul
Acetal	Polipropileno	1480	2200	34 a 200	1 a 93	1,15	5,62	•	•		•		Blanco y Azul
Acetal EC	Polipropileno	800	1190	34 a 200	1 a 93	1,15	5,62						
FR-TPES	Polipropileno	750	1120	40 a 180	7 a 82	1,19	5,81						
Niñón HR FDA	Niñón FDA	1200	1790	-50 a 240	-46 a 116	1,10	5,40	•					
Niñón termorresistente sin aprobación de la FDA	Niñón No FDA	1200	1790	-50 a 310	-46 a 154	1,10	5,40						
Acetal⁵	Polietileno	1000	1490	-50 a 70	-46 a 41	1,15	5,62	•	•		•		Blanco y Azul

Anexo N° 1. Características de la banda serie 900. Fuente: Catálogo INTRALOX.

Factores de fricción¹		F _w Fricción entre la guía de desgaste y la banda Material de la guía de desgaste				F _p Fricción entre el producto y la banda Material del producto (utilizado en condiciones de acumulación)²				
Material de la banda		UHMW HUMEDO (SECO)	HDPE HUMEDO (SECO)	Nitrón HUMEDO (SECO)	ACERO (CS Y SS) HUMEDO (SECO)	VIDRIO HUMEDO (SECO)	ACERO HUMEDO (SECO)	PLÁSTICO HUMEDO (SECO)	CARTÓN HUMEDO (SECO)	ALUMINIO HUMEDO (SECO)
Polipropileno (S)		0,11 (0,13)	0,09 (0,11)	0,24 (0,25)	0,26 (0,26)	0,18 (0,19)	0,26 (0,32)	0,11 (0,17)	— (0,21)	0,40 (0,40)
Polipropileno (A)		NR	NR	0,29 (0,30)	0,31 (0,31)	0,18 (0,19)	0,26 (0,32)	0,11 (0,17)	— (0,21)	0,40 (0,40)
PP compuesto (S)		0,11 (0,16)	—	—	0,31 (0,37)	0,24 (0,23)	0,36 (0,32)	0,17 (0,21)	—	0,55 (0,45)
Polietileno³ (S)		0,24 (0,32)	NR	0,14 (0,13)	0,14 (0,15)	0,08 (0,09)	0,10 (0,13)	0,08 (0,08)	— (0,15)	0,20 (0,24)
PP detectable		0,24 (0,27)	NR	0,28 (0,29)	0,26 (0,30)	0,18 (0,20)	0,26 (0,30)	0,26 (0,29)	— (0,37)	0,40 (0,40)
Acetal (S)		0,10 (0,10)	0,09 (0,08)	0,13 (0,15)	0,18 (0,19)	0,13 (0,14)	0,13 (0,13)	0,13 (0,16)	— (0,18)	0,33 (0,27)
Acetal EC (S)		0,10 (0,10)	0,09 (0,08)	0,13 (0,15)	0,18 (0,19)	0,13 (0,14)	0,19 (0,20)	0,13 (0,16)	— (0,18)	0,33 (0,27)
FR-TPES (S)		— (0,13)	—	—	—	—	— (0,18)	—	—	— (0,30)
Niñón HR 72 °F (22 °C)	(S)	— (0,18)	— (0,13)	— (0,17)	— (0,27)	— (0,16)	— (0,27)	— (0,16)	— (0,19)	— (0,28)
	(A)	— (0,30)	— (0,25)	— (0,26)	— (0,26)	— (0,16)	— (0,27)	— (0,16)	— (0,19)	— (0,28)
Niñón HR Dimensión de abertura máx. Temp	(S)	NR	NR	— (0,18)	— (0,27)	— (0,19)	— (0,27)	— (0,47)	— (0,23)	— (0,25)
	(A)	NR	NR	— (0,32)	— (0,39)	— (0,19)	— (0,27)	— (0,47)	— (0,23)	— (0,25)
Niñón AR Dimensión de abertura máx. Temp	(S)	— (0,19)	— (0,11)	— (0,24)	— (0,31)	—	—	—	— (0,22)	— (0,31)
	(A)	— (0,32)	— (0,22)	— (0,36)	— (0,30)	—	—	—	— (0,22)	— (0,31)
PP resistente a rayos UV		0,11 (0,13)	0,09 (0,11)	0,24 (0,25)	0,26 (0,26)	0,18 (0,19)	0,26 (0,32)	0,11 (0,17)	— (0,21)	0,40 (0,40)

(S) = en superficies lisas y limpias. (A) = condiciones abrasivas y sucias. NR = no se recomienda.

Anexo N° 2. Factores de fricción. Fuente: Catálogo INTRALOX.

(SF) FACTOR DE SERVICIO	
Arranques sin carga, con carga aplicada gradualmente.	1,0
Arranques frecuentes bajo carga (más de una vez por hora)	AGREGAR 0,2
A velocidades mayores de 100 FPM (pies por minuto) (30 metros/min)	AGREGAR 0,2
Transportadores ascendentes	AGREGAR 0,4
Transportadores por empuje	AGREGAR 0,2
TOTAL	
Nota: Para velocidades superiores a los 50 pies/min (15 m/min) en transportadores que arrancan con acumulación de producto, se recomienda usar motores de arranque suave.	

Anexo N° 3. Factor de servicio. **Fuente:** Catálogo INTRALOX.

Belt Speed 2 Given Can Spacing for Single Lane Conveyor

Input

Enter Belt Speed 1: 303,3 fpm

Enter Line Speed: 2400 cpm

Enter Can Diameter: 2,600 in

Enter Can Spacing: 0 in

Controls

Print Return to Menu

Result

Belt Speed 2 = 520,00 fpm

Belt Speed Diff = 217 fpm

Belt Speed % Diff = 41,67 %

Formula Information

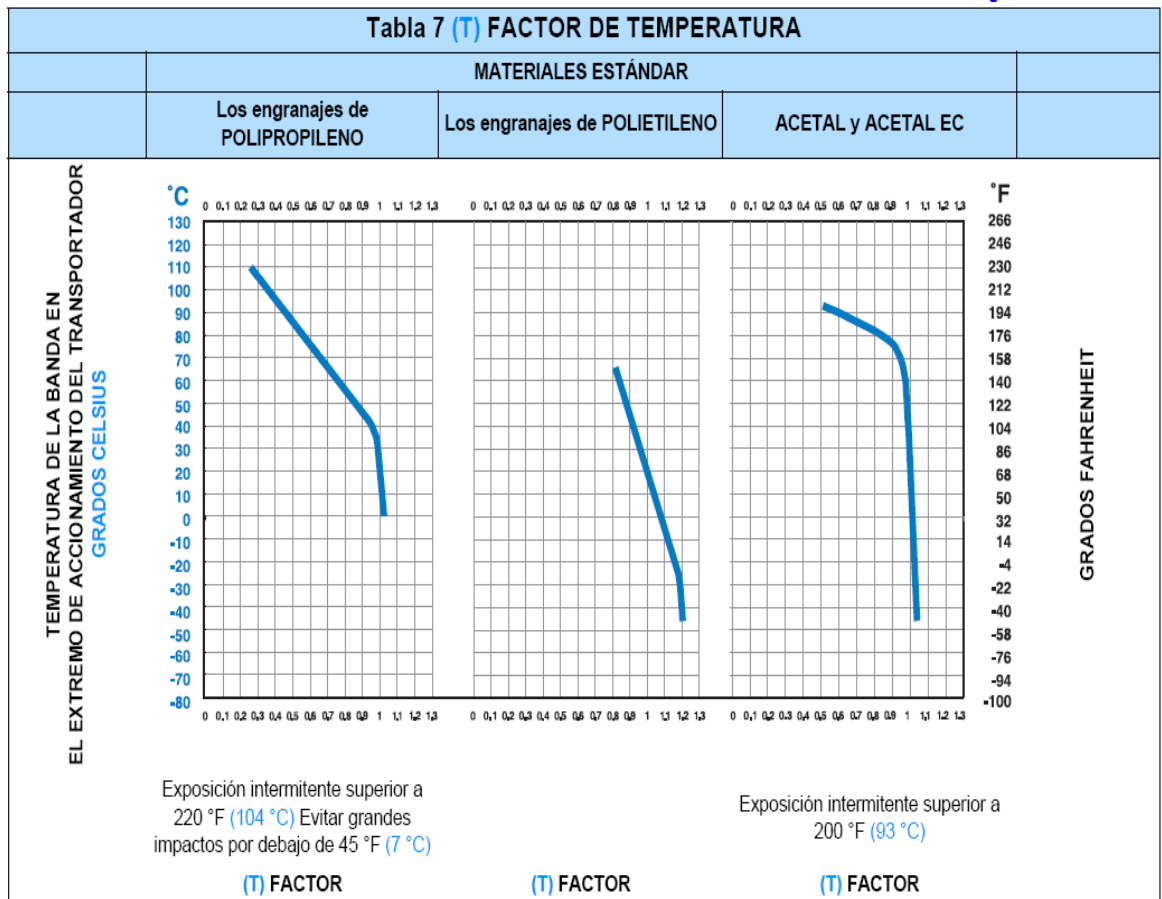
Belt Speed = $LS / (12 / (CS + \text{Can Dia}))$

Where:

LS = Line Speed in Cans per Minute

CS = Can Spacing in Inches

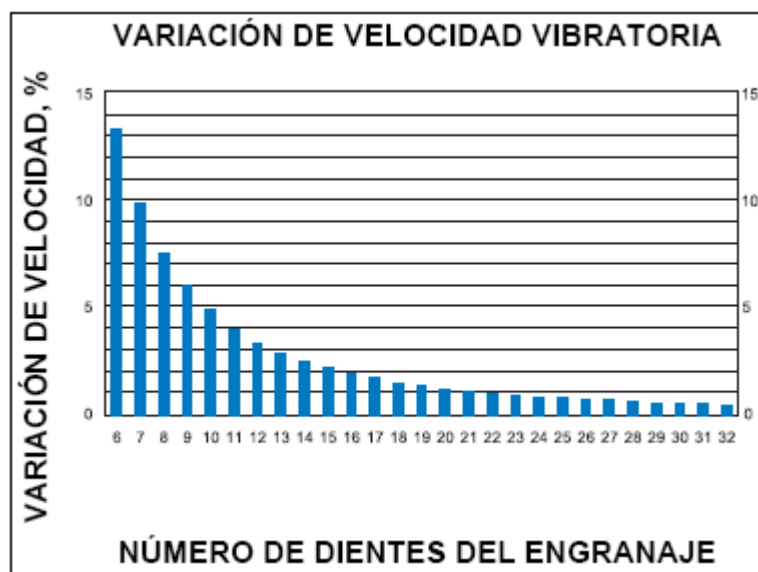
Anexo N° 4. Programa De Cálculo De Velocidad **Fuente:** La Empresa.



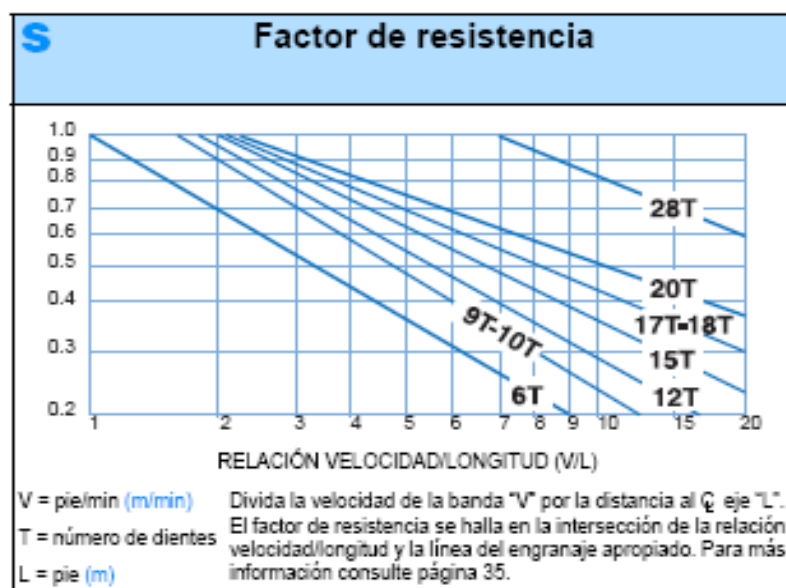
Anexo N ° 5. Factor de temperatura. Fuente: Catálogo INTRALOX.

Todos los engranajes Intralox se pueden clasificar como artículos en stock o fabricados por encargo especial. Algunos artículos fabricados por encargo pueden conllevar cargos adicionales. Para obtener información sobre precios, disponibilidad y tiempos de entrega, póngase en contacto con el Servicio de Atención al cliente.		MATERIALES DE OBJETIVOS GENERALES	MATERIALES PARA APLICACIONES ESPECIALES									
			Acetal	Polipropileno	Bipartido acero inoxidable	Acero inoxidable resistente	Poliuretano	Nílon reforzado con fibra de vidrio	Poliéster	Poliuretano compuesto	Poliuretano ultrasensible a la abrasión	Polipropileno compuesto
DIÁMETRO DE PASO pulg. (mm)	No. de dientes											
SERIE 100												
2,0 (51)	6	*	*									
3,5 (89)	11	*	*	*		*						
6,1 (155)	19	*	*	*		*						
SERIE 200												
4,0 (102)	6	*	*			*						
6,4 (163)	10	*	*		*	*						
10,1 (257)	16	*	*		*							
SERIE 400												
4,0 (102)	6	*	*	*		*						
5,2 (132)	8	*	*	*		*						
5,8 (147)	9			*								
6,4 (163)	10	*	*	*	*	*			*	*		
7,8 (198)	12	*	*	*	*	*			*	*		
8,4 (213)	13			*						*		
10,1 (257)	16	*	*	*	*	*			*	*		
SERIE 600												
7,7 (196)	12	*										
SERIE 800												
4,0 (102)	6	*	*			*						
5,2 (132)	8	*	*			*						
6,5 (165)	10	*	*			*						
7,7 (196)	12	*	*			*						
10,3 (262)	16	*	*			*						
SERIE 900												
2,1 (53)	6	*	*									
3,1 (79)	9	*	*									
3,5 (89)	10	*	*	*								
4,1 (104)	12	*	*	*	*	*						
5,1 (130)	15	*	*	*			*					
6,3 (160)	13	*	*	*								
7,7 (196)	16	*	*									
SERIE 2400												
2,0 (51)	6	*										
2,9 (74)	9	*										
3,9 (99)	12	*	*			*	*					
5,1 (130)	16	*	*			*	*					
6,4 (163)	20	*	*				*					
SERIES 2600												
5,2 (132)	8	*						*				
6,5 (165)	10	*						*				

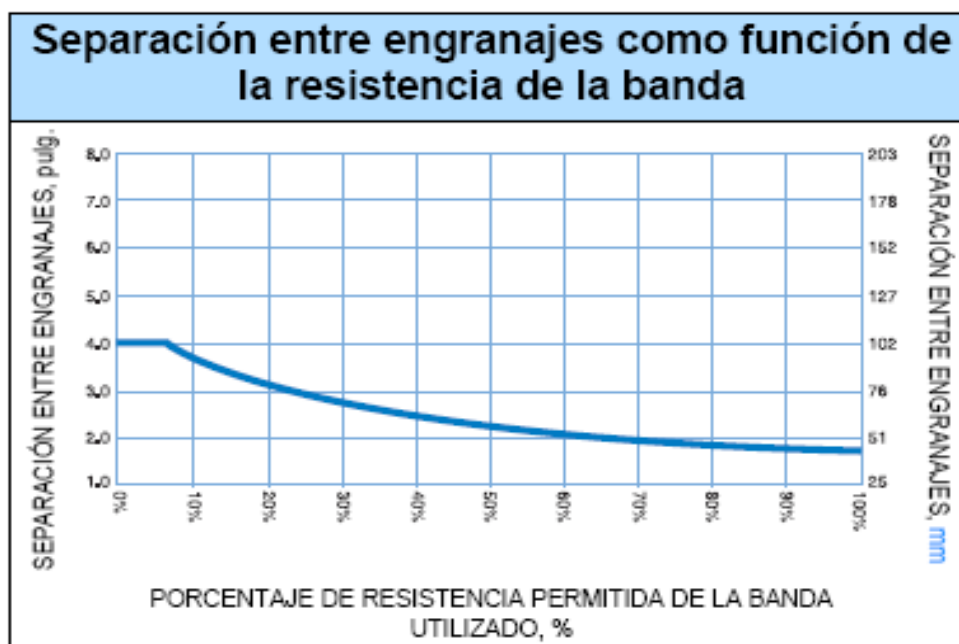
Anexo N° 6. Número de dientes disponibles por banda. Fuente: Catálogo INTRALOX.



Anexo N° 7. Variación de velocidad. Fuente: Catálogo INTRALOX.



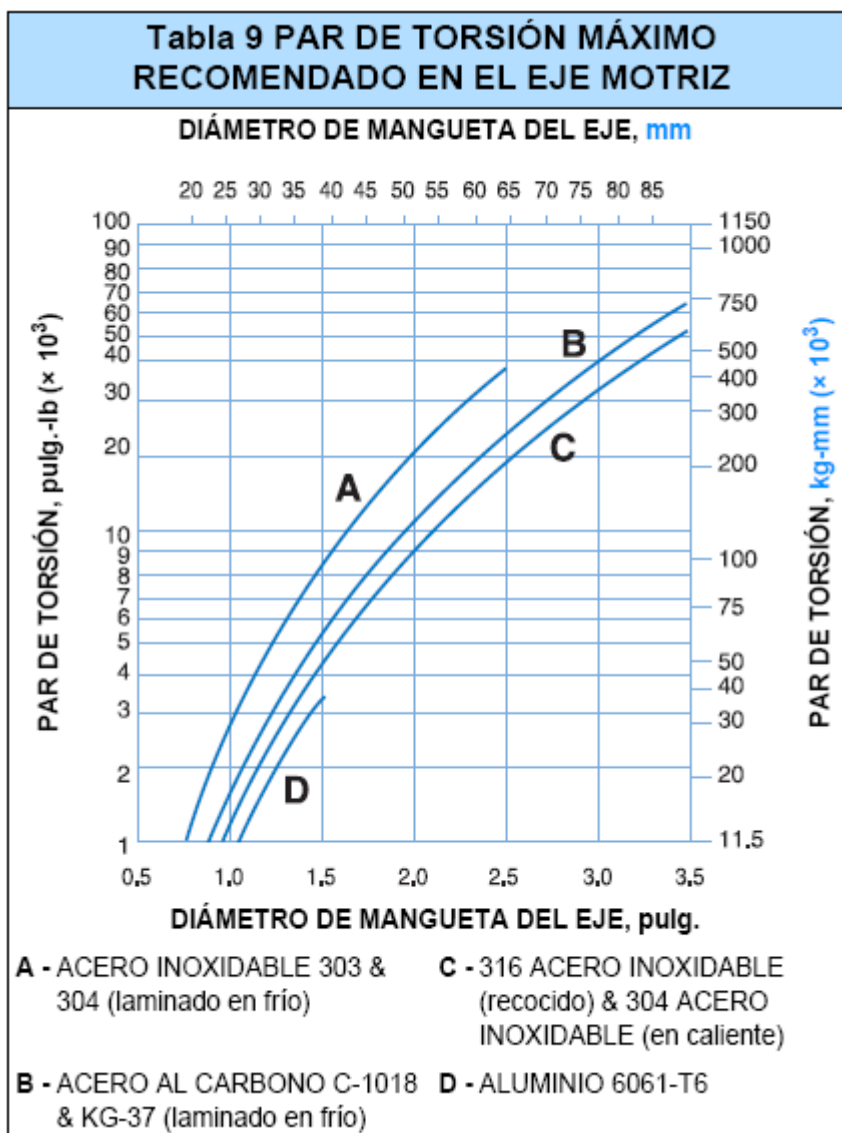
Anexo N° 8. Factor de resistencia. Fuente: Catálogo INTRALOX.



Anexo N ° 9. Separación de engranajes. **Fuente:** Catálogo INTRALOX.

Tabla 8 DATOS DEL EJE				
EJE B DATOS	(Q) PESO DEL EJE, lb/pie (kg/m)			I MOMENTO DE INERCI pulg. ⁴ (mm ⁴)
TAMAÑO	ALUMINIO	ACERO AL CARBONO	Los engranajes bipartidos de ACERO INOXIDABLE	
5/8 PULG. CUADRADAS	0,46	1,33 ¹	1,33 ¹	0,013
1 PULG. CUADRADA	1,17 ¹	3,40 ¹	3,40 ¹	0,083
1,5 PULG. CUADRADAS	2,64 ¹	7,65 ¹	7,65 ¹	0,42
2,5 PULG. CUADRADAS	7,34	21,25 ¹	21,25 ¹	3,25
3,5 PULG. CUADRADAS	14,39	41,60 ¹	41,60	12,50
25 mm CUADRADOS	1,699	(4,920) ²	4,920 ²	(32,550)
40 mm CUADRADOS	(4,335)	(12,55) ²	(12,55) ²	(213.300)
60 mm CUADRADOS	(10,05)	(29,11) ²	(29,11) ²	(1.080.000)
65 mm CUADRADOS	11,79	(34,16) ²	(34,16) ²	1.487.600
E MÓDULO DE ELASTICIDAD libras/pulg. ² (kg/ mm ²)	10.000.000 (7.000)	30.000.000 (21.100)	28.000.000 (19.700)	

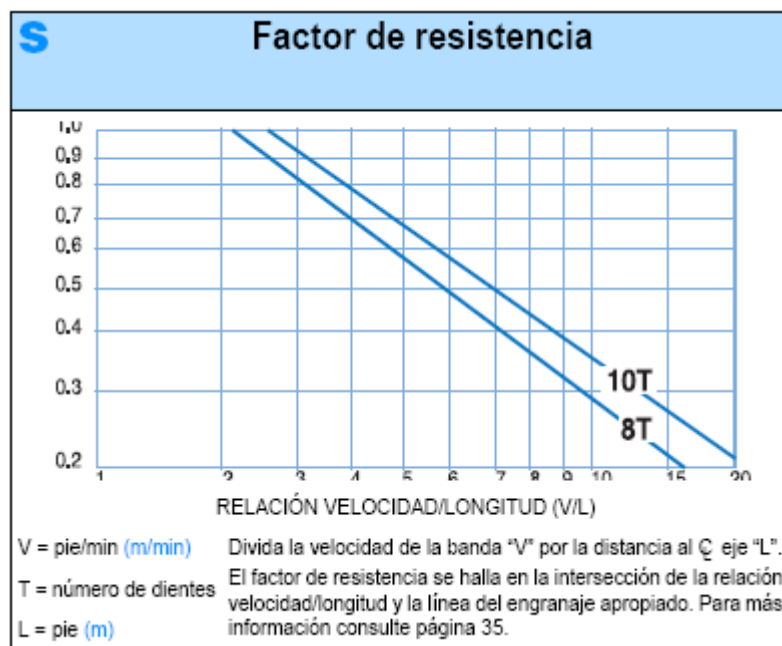
Anexo N° 10. Datos del eje. Fuente: Catálogo INTRALOX.



Anexo N° 11. Par de torsión para el eje motriz. Fuente: Catálogo INTRALOX.

Datos sobre la banda											
Material de la banda	Material de las varillas estándar Ø 0,24 pulg. (6,1 mm)	CF	Resistencia de la banda en recorridos rectos	Resistencia de la banda curva ¹		Rango de temperatura (continuo) ²		P	Peso de la banda	Aprobación de entidades	
				lb/pies	kg/m	libras	kg				°F
Acetal	Acetal		1300	1935	300	136	-50 a 200	-46 a 93	1,44	7,03	•

Anexo N°12. Datos de la banda serie 2600. Fuente: Catálogo Intralox.



Anexo N° 13. Factor de resistencia Fuente: Catálogo INTRALOX.



Anexo N° 14. Separación entre engranajes. Fuente: Catálogo INTRALOX.

Rodamientos Y, con anillo de fijación excéntrico

Tolerancias
Juego radial interno
Tolerancias del eje, ver el texto

Dimensiones principales				Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidad límite para el eje tolerancia h6	Masa	Designación
d	D	B ₁ (B)	C	C	C ₀				
mm				kN		kN	rpm	kg	-
25	52	31	15	14	7,8	0,335	7000	0,19	YET 205
25	52	31	15	14	7,8	0,335	7000	0,19	YET 205/VL065
25	52	44,4	15	14	7,8	0,335	7000	0,24	YEL 205-2F
25	52	44,4	15	14	7,8	0,335	4300	0,24	YEL 205-2RF/VL065
25,4	52	31	15	14	7,8	0,335	7000	0,18	YET 205-100
25,4	52	44,4	15	14	7,8	0,335	7000	0,22	YEL 205-100-2F
25,4	52	44,4	15	14	7,8	0,335	7000	0,22	YEL 205-100-2FCW
26,988	62	35,7	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,34	YET 206-101
26,988	62	48,4	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,41	YEL 206-101-2F
26,988	62	48,4	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,41	YEL 206-101-2FCW
28,575	62	35,7	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,32	YET 206-102
28,575	62	48,4	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,37	YEL 206-102-2F
28,575	62	48,4	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,37	YEL 206-102-2FCW
30	62	23,8	18	19,5	11,2	0,475	630	0,25	YET 206 U/VL065
30	62	35,7	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,30	YET 206
30	62	35,7	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,30	YET 206/VL065
30	62	36,5	18	19,5	11,2	0,475	630	0,28	YEL 206-2RFU
30	62	48,4	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,36	YEL 206-2F
30	62	48,4	18	19,5	11,2	0,475	3900	0,36	YEL 206-2RF/VL065
30,163	62	35,7	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,31	YET 206-103
30,163	62	48,4	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,35	YEL 206-103-2F
30,163	62	48,4	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,35	YEL 206-103-2FCW
31,75	62	35,7	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,28	YET 206-104
31,75	62	48,4	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,30	YEL 206-104-2F
31,75	62	48,4	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,30	YEL 206-104-2FCW

Anexo N° 15. Selección de rodamiento Fuente: Catálogo SKF.


Tabla 7: Guía de valores requeridos de vida nominal para diferentes clases de máquinas

Clase de máquinas	Vida nominal Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos para uso médico	300 ... 3. 000
Máquinas usadas intermitentemente o durante cortos períodos de tiempo: máquinas-herramientas eléctricas portátiles, equipos elevadores para talleres, maquinaria para la construcción	3. 000 ... 8 .000
Máquinas usadas intermitentemente o durante cortos períodos de tiempo cuando es necesaria una gran fiabilidad: ascensores, grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores, etc.	8. 000 ... 12. 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, pero no siempre utilizadas: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradores giratorios	10. 000 ... 25. 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizadas en todo momento: máquinas-herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprenta, separadores y centrifugas	20. 000 ... 30. 000
Máquinas para trabajo continuo 24 horas al día: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40. 000 ... 50. 000
Maquinaria para la energía eólica, incluyendo los rodamientos del eje principal, de guiñada, de la caja de engranajes en ángulo, rodamientos del generador	30. 000 ... 100.000
Maquinaria para el abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para trasatlánticos	60. 000 ... 100 .000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de trasatlánticos	> 100 .000

Anexo N° 16. Parámetros vida nominal. **Fuente:** Catálogo SKF.

4



Parallel Shaft Helical Gearmotors

Selection tables [HP]

P_m [HP]	n_a [rpm]	T_a [lb-in]	I	F_{R1} [lb]	SEW f_B			m [lbs]		
3.0	6.2	30300	276.77	7260	1.25					
	6.8	27700	253.41	7420	1.35					
	7.7	24500	223.88	7600	1.55	FA	97	DT	100LS4	390 247
	9.1	20800	189.92	7800	1.85	FAF	97	DT	100LS4	435 246
	9.9	19100	174.87	7880	2.0	F	97	DT	100LS4	405 245
	11	17100	156.30	7980	2.2	FF	97	DT	100LS4	480 246
	12	15400	140.71	8060	2.5					
	14	13900	127.42	8120	2.7					
	8.8	21600	197.20	5630	1.25					
	9.6	19700	179.97	5780	1.35					
	11	17500	159.61	5960	1.50					
	13	14700	134.16	6160	1.80					
	14	13500	123.29	6240	1.95	FA	87	DT	100LS4	250 242
	16	12000	109.49	6330	2.2	FAF	87	DT	100LS4	275 241
	18	10700	97.89	6300	2.5	F	87	DT	100LS4	260 240
	20	9620	88.01	6150	2.8	FF	87	DT	100LS4	295 241
	23	8350	76.39	5950	3.2					
	25	7480	68.40	5790	3.6					
	30	6210	56.75	5520	4.3					
	34	5510	50.36	5350	4.7					
	38	4950	45.28	5200	5.0					
	15	12500	114.45	3660	1.05					
	16	11900	108.46*	3750	1.10					
	18	10400	94.93	3950	1.30					
	20	9350	85.52	4060	1.40	FA	77	DT	100LS4	160 237
	23	8200	75.02	4170	1.60	FAF	77	DT	100LS4	175 236
	26	7270	66.46	4250	1.85	F	77	DT	100LS4	165 235
	30	6380	58.32	4320	2.1	FF	77	DT	100LS4	190 236
	31	6040	55.27	4340	2.2					
	36	5290	48.37	4390	2.5					
	40	4760	43.58	4410	2.8					
	47	4000	36.58	4440	2.5	FA	77	DT	100LS4	155 237
	55	3450	31.51	4470	3.5	FAF	77	DT	100LS4	170 236
	60	3140	28.75	4480	4.0	F	77	DT	100LS4	165 235
	68	2790	25.50*	4490	4.6	FF	77	DT	100LS4	190 236
	28	6680	61.07	2440	1.10					
	32	5880	53.73	2590	1.25	FA	67	DT	100LS4	110 232
	34	5550	50.74	2640	1.30	FAF	67	DT	100LS4	125 231
	40	4720	43.20	2750	1.55	F	67	DT	100LS4	115 230
	44	4290	39.26	2800	1.60	FF	67	DT	100LS4	130 231
	51	3720	34.01	2860	1.75					
	54	3510	32.08	2880	2.1					
	63	3000	27.41	2920	2.4	FA	67	DT	100LS4	110 232
	69	2750	25.13	2920	2.6	FAF	67	DT	100LS4	120 231
	78	2410	22.05	2920	3.0	F	67	DT	100LS4	115 230
	83	2290	20.90*	2920	3.2	FF	67	DT	100LS4	130 231
	95	2000	18.29	2920	3.6					
	39	4890	44.73	1930	1.10	FA	57	DT	100LS4	100 227
	45	4180	38.21	1900	1.25	FAF	57	DT	100LS4	115 226
	48	3910	35.79	1880	1.35	F	57	DT	100LS4	105 225
	57	3300	30.15	1840	1.60	FF	57	DT	100LS4	115 226
	69	2730	24.96	1780	1.85					
	82	2310	21.17	1730	2.3	FA	57	DT	100LS4	100 227
	91	2090	19.11	1690	2.5	FAF	57	DT	100LS4	115 226
	103	1840	16.81	1650	2.9	F	57	DT	100LS4	100 225
	109	1740	15.88	1620	3.1	FF	57	DT	100LS4	115 226
	67	2810	25.72	1230	1.25					
	79	2390	21.82	1210	1.50					
	88	2150	19.70	1200	1.65	FA	47	DT	100LS4	83 222
	100	1900	17.33	1180	1.85	FAF	47	DT	100LS4	89 221
	106	1790	16.36	1170	2.0	F	47	DT	100LS4	85 220
	124	1520	13.93	1130	2.3					
	137	1380	12.66	1120	2.6	FF	47	DT	100LS4	92 221
	158	1200	10.97	1080	3.0					
	193	980	8.96	1020	3.0					

Anexo N° 17. Motores disponibles de 3 hp. **Fuente:** Catálogo Sew Euro drive.

Technical Data and Dimension Sheets for AC Motors Technical data DR/DT/DV



8

NEMA: 1800 rpm - S1

Motor type	P_N	n_N	I_N			$\cos\phi$	$\eta_{100\%}$	I_A/I_N	T_A/T_N T_H/T_N	Code letter	J_{Mot}		Z_0 BG ⁴ BGE ⁵	T_{Bmax}	m^1		
	230V		460V	575V	2						3	2			3		
	[hp] [lb-in]		[A]	[%]	10^{-3} lb-ft ²						[1/h]	[lb-in]			[lbs]		
DT56M4	0.13 5.2	1640	0.57	0.29	0.23	0.65	67.8	3.0	2.4 2.0	E	2.61	2.85	8000	7	Only available with R...07... or W...10.		
DT56L4	0.2 7.9	1600	0.82	0.41	0.33	0.70	65.6	2.8	2.2 2.0	E	2.85	2.85	8000	10.6			
DR63S4	0.15 6.0	1680	0.68	0.34	0.27	0.69	64.2	3.6	2.4 2.2	G	8.54	11.4	8000	21	13.4	16.8	
DR63M4	0.25 9.4	1620	0.96	0.48	0.68	0.78	60.3	3.2	1.8 1.7	E	8.54	11.4	8000	26	13.4	16.8	
DR63L4	0.33 13.2	1600	1.20	0.60	0.48	0.81	65.1	3.1	1.8 1.7	D	10.4	13.3	8000	28	14.8	18.1	
DT71K4	0.25 8.9	1700	1.10	0.55	0.44	0.67	61.3	3.4	1.9 1.8	G	6.22	8.35	9000 9000	22	13.0	19.0	
DT71C4	0.33 12.3	1720	1.32	0.66	0.53	0.66	72.0	4.9	2.7 2.5	J	10.9	13.1	7800 9000	44	15.4	21.8	
DT71D4	0.50 18.4	1700	2.00	1.00	0.80	0.71	65.4	4.0	2.2 2.0	H	10.9	13.1	5200 9000	44	15.4	21.8	
DT80K4	0.75 27.4	1700	2.90	1.45	1.16	0.67	71.1	4.4	2.5 2.5	H	15.7	17.8	3700 8000	86	21.8	28.0	
DT80N4	1.0 37.2	1700	3.70	1.85	1.48	0.69	73.7	4.9	3.0 2.6	J	20.6	22.8	2800 7500	86	25.4	31.5	
DT90S4	1.5 54	1730	5.2	2.60	2.08	0.75	70.8	5.5	2.9 2.7	J	59.3	73.6	2000 5000	177	35.3	57.3	
DT90L4	2.0 74	1720	6.2	3.10	2.48	0.76	79.9	7.0	3.3 2.7	K	80.7	94.9	1500 3800	177	39.7	61.7	
DT100LS4	3.0 108	1720	8.6	4.30	3.44	0.80	80.3	6.4	3.0 2.6	J	102	114	1000 2700	354	59.5	81.6	
DT100L4	5.0 186	1680	13.6	6.8	5.4	0.84	81.3	5.7	2.6 2.2	G	126	140	800 2000	354	66.1	88.2	
DV112M4	5.4 196	1730	14.0	7.0	5.6	0.82	87.5	7.0	2.8 2.4	J	233	261	- 1400	487	79.4	99.2	
DV132S4	7.5 270	1720	18.8	9.4	7.5	0.85	86.4	6.7	2.8 2.2	H	346	375	- 1200	664	99.2	119	
DV132M4	10 365	1740	27.5	13.7	11.0	0.78	88.1	5.4	2.6 2.1	G	664	783	- 1000	885	146	198	
DV132ML4	12.5 447	1740	33.0	16.4	13.1	0.80	88.0	5.8	2.8 2.0	G	783	902	- 900	1328	165	220	
DV160M4	15 535	1740	40.0	20.0	16.0	0.79	87.4	5.3	2.8 2.0	G	944	1063	- 700	1328	185	240	
DV160L4	20 720	1760	54	27.0	21.6	0.79	88.3	5.4	3.0 1.9	G	2195	2515	- 560	1770	273	366	
DV180M4	25 885	1760	63	31.5	25.2	0.82	89.9	5.3	2.6 1.7	F	2658	2978 3204 ⁶	- 450	2655 2655 ⁶	324	414 423 ⁶	
DV180L4	30 1053	1760	80	40.0	32.0	0.79	87.4	5.3	2.9 1.8	G	3061	3382 3607 ⁶	- 400	2655 2655 ⁶	348	441 450 ⁶	
DV200L4	40 1443	1760	95	47.5	38.0	0.89	89.1	5.8	2.8 1.9	F	5553	5873 6099 ⁶	- 330	2655 5310 ⁶	538	650 659 ⁶	
DV225S4	50 1779	1760	118	59	47.2	0.89	88.4	5.6	3.1 1.8	F	7143	7463 7689 ⁶	- 250	2655 5310 ⁶	653	765 774 ⁶	
DV225M4	60 2159	1760	140	70	56	0.88	91.7	6.2	3.1 1.9	G	8472	8792 9017 ⁶	- 200	2655 5310 ⁶	716	831 840 ⁶	
DV250M4	75 2620	1775	174	87	70	0.85	93.3	6.1	2.5 1.7	G	14950	15662 15970 ⁶	- 160	5310 10620 ⁶	988	1164 1186 ⁶	
DV280S4	100 3558	1780	235	118	94	0.85	93.9	6.1	3.1 1.8	G	21179	21891 22190 ⁶	- 120	5310 10620 ⁶	1146	1322 1345 ⁶	

- 1 applies to flange motor
- 2 without brake
- 3 with brake
- 4 Operation with BG brake control system
- 5 Operation with BGE brake control system
- 6 Double disc brake

Anexo N° 18. Códigos de motores disponibles. Fuente: Catálogo Sew Euro drive.

4

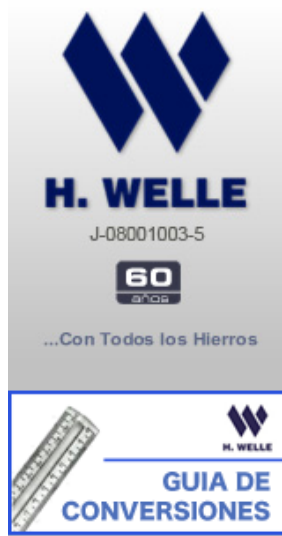


Parallel Shaft Helical Gearmotors

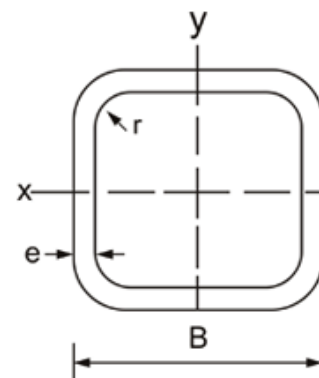
Selection tables [HP]

P_m [HP]	n_a [rpm]	T_a [lb-in]	I	$F_{Ra}^{(1)}$ [lb]	SEW f_B		m [lbs]		
2.0	10	12200	166.47	3700	1.10		150		
	12	10400	142.27	3940	1.25				
	13	9560	130.42	4040	1.40				
	15	8390	114.45	4160	1.60				
	16	7950	108.46	4200	1.65				
	18	6960	94.93	4280	1.90				
	20	6270	85.52	4320	2.1				
	23	5500	75.02	4370	2.4				
	24	5310	72.50	4380	2.5				
	26	4870	66.46	4400	2.7				
	29	4280	58.32	4430	3.1				
	31	4050	55.27	4440	3.3				
	36	3550	48.37	4460	3.7				
	39	3200	43.58	4470	4.2				
	45	2800	38.23	4490	4.7				
	47	2690	36.58	4490	3.7				
	55	2310	31.51	4490	5.3				
	19	6640	90.59	2450	1.10				
	22	5850	79.76	2590	1.25				
	25	4960	67.65	2720	1.45				
	28	4480	61.07	2780	1.60				
	32	3940	53.73	2840	1.85				
	34	3720	50.74	2860	1.95				
	40	3170	43.20	2910	2.3				
	44	2880	39.26	2920	2.4				
	47	2660	36.30	2920	2.7				
	54	2350	32.08	2920	3.1				
	63	2010	27.41	2920	3.6				
	68	1840	25.13	2920	3.9				
	29	4320	58.97	2250	1.25				
	34	3670	50.10	2220	1.45				
	38	3280	44.73	2170	1.60				
	45	2800	38.21	2110	1.90				
	48	2620	35.79	2080	2.0				
	57	2210	30.15	2010	2.4				
	40	3140	42.86	1460	1.15				
	47	2690	36.61	1470	1.30				
	50	2510	34.29	1460	1.40				
	60	2120	28.88	1420	1.65				
	56	2260	30.86	1440	1.55				
	59	2150	29.32	1420	1.65				
	67	1890	25.72	1390	1.90				
	79	1600	21.82	1350	2.2				
	87	1440	19.70	1320	2.5				
	99	1270	17.33	1290	2.8				
	105	1200	16.36	1270	3.0				
	123	1020	13.93	1220	3.5				
	84	1510	20.57	765	1.15				
	89	1410	19.27	760	1.25				
	101	1250	17.03	755	1.40				
	120	1050	14.33	735	1.70				
	134	940	12.87	725	1.90				
	155	810	11.08	710	2.1				
	165	765	10.42	700	2.1				
	192	655	8.97	680	2.4				
	215	590	8.01	665	2.6				

Anexo N° 19. Motores disponibles de 2 hp. **Fuente:** Catálogo Sew Euro drive.



Materia Prima: ASTM-A-500
 Esfuerzo de Fluencia: $F_y = 3.515 \text{ Kg/cm}^2$
 Flexión $F_b = 0.69 \times F_y$



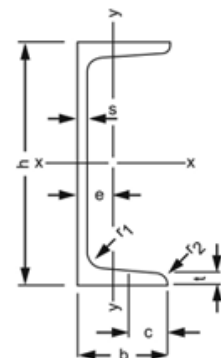
Dimensión			Sección	Peso	Propiedades		
H X B mm	mm		A	Kgf/m	I	S	r
	e	r	cm ²		cm ⁴	cm ³	cm
60 x 60	2.25	3.38	5.02	3.94	27.40	9.13	2.34
70 x 70	2.25	3.38	5.92	4.65	44.60	12.74	2.74
90 x 90	2.50	3.75	8.54	6.70	107.46	23.88	3.55
100 x 100	3.00	4.50	11.32	8.89	175.10	35.02	3.93
110 x 110	3.40	5.10	14.10	11.07	263.04	47.82	4.32
120 x 120	4.00	6.00	18.01	14.14	397.30	66.22	4.70
135 x 135	4.30	6.45	21.85	17.15	612.27	90.71	5.29
155 x 155	4.50	6.75	26.39	20.72	982.43	126.77	6.10
175 x 175	5.50	8.25	36.25	28.46	1709.23	195.34	6.87
200 x 200	5.50	8.25	41.75	32.77	2597.67	259.77	7.89
200 x 200	7.00	10.50	52.36	41.10	3194.10	319.41	7.81
220 x 220	7.00	10.50	57.96	45.50	4314.30	392.21	8.63
220 x 220	9.00	13.50	73.18	57.45	5317.27	483.39	8.52
260 x 260	9.00	13.50	87.58	68.75	9038.52	695.27	10.16
260 x 260	11.00	16.50	105.41	82.74	10656.87	819.76	10.06

Anexo N° 20. Características de tubo de sección cuadrada. **Fuente:** Catálogo H. Welle.



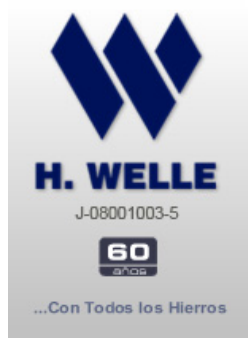
I= Momento de Inercia
S= Momento de Resistencia
R= Radio de Inercia, Siempre Referidos
Al eje de flexión correspondiente
Calidades: ASTM-A-36
ST-37-2

Para $h \leq 300$ inclinación: 8% $C=b/2$
Para $h \geq 300$ inclinación: 5% $C=(b-s)/2$

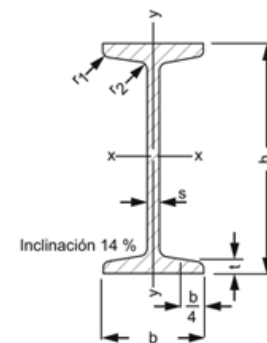


UPN	Dimensiones (mm)						Área cm2	Peso Kg/m	Momento respecto a los ejes					
									EJE X-X			EJE Y-Y		
	h	b	s	t	r1	r2			Ix cm4	Sx cm3	Rx cm	Iy cm4	Sy cm3	Ry cm
80	80	45	6.0	8.0	8.0	4.0	11.0	8.65	106	26.5	3.10	19.4	6.35	1.33
100	100	50	6.0	8.5	8.5	4.5	13.5	10.6	205	41.1	3.91	29.1	8.45	1.47
120	120	55	7.0	9.0	9.0	4.5	17.0	13.3	364	60.7	4.63	43.1	11.10	1.59
140	140	60	7.0	10.0	10.0	5.0	20.4	16.0	605	86.4	5.45	62.5	14.70	1.75
160	160	65	7.5	10.5	10.5	5.5	24.0	18.9	925	116.0	6.21	85.0	18.20	1.89
180	180	70	8.0	11.0	11.0	5.5	28.0	22.0	1350	150.0	6.96	113.0	22.40	2.02
200	200	75	8.5	11.5	11.5	6.0	32.2	25.3	1910	191.0	7.71	148.0	26.90	2.14
220	220	80	9.0	12.5	12.5	6.5	37.4	29.4	2690	245.0	8.48	196.0	33.50	2.30
240	240	85	9.5	13.0	13.0	6.5	42.3	33.2	3600	300.0	9.22	247.0	39.50	2.42
260	260	90	10.0	14.0	14.0	7.0	48.3	37.9	4820	371.0	10.00	317.0	47.80	2.56
280	280	95	10.0	15.0	15.0	7.5	53.4	41.9	6280	448.0	10.80	398.0	57.10	2.74
300	300	100	10.0	16.0	16.0	8.0	58.8	46.1	8030	535.0	11.70	493.0	67.60	2.90
320	320	100	14.0	17.5	17.5	8.5	75.8	59.5	10870	679.0	12.10	597.0	80.60	2.81
350	350	100	14.0	16.0	16.0	8.0	77.3	60.6	12840	734.0	12.90	570.0	75.00	2.72
380	380	102	13.5	16.0	16.0	8.0	80.4	63.1	15760	829.0	14.00	615.0	78.70	2.77
400	400	110	14.0	18.0	18.0	9.0	91.5	71.8	20350	1020.0	14.90	846.0	102.00	3.04

Anexo N° 21. Características de Viga. Fuente: Catálogo H. Welle.



I= Momento de Inercia
S= Momento de Resistencia
R= Radio de Inercia, Siempre Referidos
Al eje de flexión correspondiente
Calidades: Covenin 1293-85
ASTM-A-36
ST-37-2



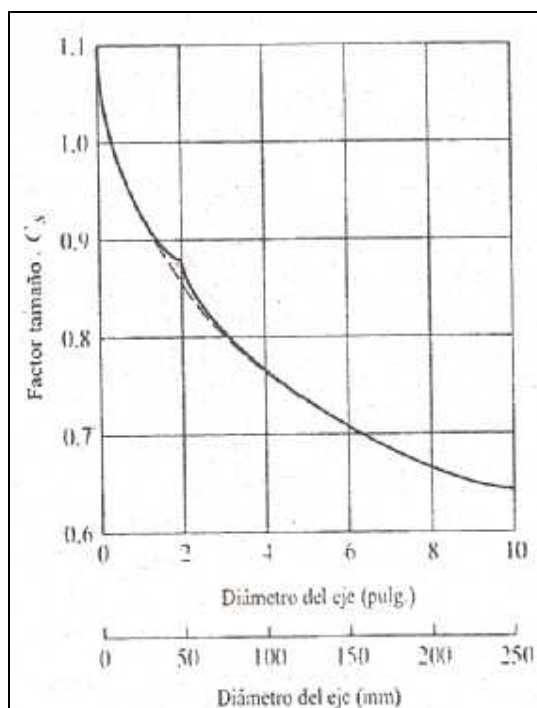
IPN	Dimensiones (mm)						Área cm ²	Peso Kg/m	Momento respecto a los ejes					
									EJE X-X			EJE Y-Y		
									Ix cm ⁴	Sx cm ³	Rx cm	Iy cm ⁴	Sy cm ³	Ry cm
60	60	34	3.6	5.3	3.6	*	5.35	4.20	30.4	10.1	2.38	3.04	1.79	0.75
80	80	42	4.2	5.9	3.9	2.3	7.77	6.10	78.40	19.6	3.18	6.29	2.99	0.90
100	100	50	4.5	6.8	4.5	2.7	10.60	8.34	170.00	34.1	4.0	12.1	4.86	1.07
120	120	58	5.1	7.7	5.1	3.1	14.20	11.10	327.00	54.5	4.8	21.4	7.38	1.23
140	140	66	5.7	8.6	5.7	3.4	18.20	14.30	572.00	81.8	5.6	35.1	10.6	1.39
IMPORTADAS														
160	160	74	6.3	9.5	6.3	3.8	22.8	17.90	935.0	117.0	6.40	54.70	14.80	1.55
180	180	82	6.9	10.4	6.9	4.1	27.9	21.90	1450.0	161.0	7.20	81.30	19.80	1.71
200	200	90	7.5	11.3	7.5	4.5	33.4	26.20	2140.0	214.0	8.00	117.00	26.00	1.87
220	220	98	8.1	12.2	8.1	4.9	39.5	31.10	3060.0	278.0	8.80	162.00	33.10	2.02
240	240	106	8.7	13.1	8.7	5.2	46.1	36.20	4250.0	354.0	9.59	221.00	41.70	2.20
260	260	113	9.4	14.1	9.4	5.6	53.3	41.90	5740.0	442.0	10.40	288.00	51.00	2.32
280	280	119	10.1	15.2	10.1	6.1	61.0	47.90	7590.0	542.0	11.10	364.00	61.20	2.45
300	300	125	10.8	16.2	10.8	6.5	69.0	54.20	9800.0	653.0	11.90	451.00	72.20	2.56
320	320	131	11.5	17.3	11.5	6.9	77.7	61.00	12510.0	782.0	12.70	555.00	84.70	2.67
340	340	137	12.2	18.3	12.2	7.3	86.7	68.00	15700.0	923.0	13.50	674.00	98.40	2.80
360	360	143	13.0	19.5	13.0	7.8	97.0	76.10	19610.0	1090.0	14.20	818.00	114.00	2.90
380	380	149	13.7	20.5	13.7	8.2	107.0	84.00	24100.0	1260.0	15.00	975.00	131.00	3.02
400	400	155	14.4	21.6	14.4	8.6	118.0	92.40	29210.0	1460.0	15.70	1160.00	149.00	3.13
425	425	163	15.3	23.0	15.3	9.2	132.0	104.00	36970.0	1740.0	16.70	1440.00	176.00	3.30
450	450	170	16.2	24.3	16.2	9.7	147.0	115.00	45850.0	2040.0	17.70	1730.00	203.00	3.43
475	475	178	17.1	25.6	17.1	10.3	163.0	128.00	56480.0	2380.0	18.60	2090.00	235.00	3.60
500	500	185	18.0	27.0	18.0	10.8	179.0	141.00	68740.0	2750.0	19.60	2480.00	268.00	3.72
550	550	200	19.0	30.0	19.0	11.9	212.0	166.00	99180.0	3610.0	21.60	3490.00	349.00	4.02
600	600	215	21.6	32.4	21.6	13.0	254.0	199.00	139000.0	4630.0	23.40	4670.00	434.00	4.30

Anexo N° 22. Características de Columna. Fuente: Catálogo H. Welle.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS NÚM.	SAE Y/O AISI NO.	PROCESA- MIENTO	RESISTENCIA ÚLTIMA, MPa (kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA, MPa (kpsi)	ELONGACIÓN EN 2 in. %	REDUCCIÓN EN ÁREA %	DUREZA BRINELL
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	120
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

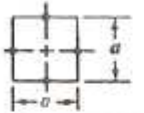
Anexo N° 23. Propiedades de algunos aceros. Fuente: Robert Mott.



Anexo N° 24. Factor de tamaño. Fuente: Robert Mott.

Confiabilidad que se desea	Factor de confiabilidad, CR
0.50	1.00
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Anexo N° 25. Factor de confiabilidad. **Fuente:** Robert Mott.

Forma de sección transversal	$K =$ para usarse en $\theta = TL/GK$ $Q =$ para usarse en $r = T/Q$		El punto negro (●) denota la ubicación de r_{max}						
Cuadrada 	$K = 0.141a^4$ $Q = 0.208a^3$		r_{max} en el punto medio de cada lado						
Rectangular 	$K = bh^3 \left[\frac{1}{3} - 0.21 \frac{h}{b} \left(1 - \frac{h^2/b^2}{12} \right) \right]$ $Q = \frac{bh^2}{[3 + 1.8(h/b)]}$		(Aproximado: dentro de + 5%) r_{max} en el punto medio de los lados largos						
Triangular (equilátero) 	$K = 0.0217a^4$ $Q = 0.050a^3$								
Flecha o eje con un lado plano 	$K = C_1 r^4$ $Q = C_2 r^3$	h/r	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	
		C_1	0.30	0.51	0.78	1.06	1.37	1.57	
		C_2	0.35	0.51	0.70	0.92	1.18	1.57	
Flecha o eje con dos lados planos 	$K = C_3 r^4$ $Q = C_4 r^3$	h/r	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	
		C_3	0.44	0.67	0.93	1.19	1.39	1.57	
		C_4	0.47	0.60	0.81	1.02	1.25	1.57	

Anexo N° 26. Valores de K y Q para secciones transversales. **Fuente:** Robert Mott.