

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE CONTINUO DE
CAPACIDAD 500 kg/hora”**

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

HÉCTOR EDUARDO GARCÍA NARVÁEZ
hectorgarcia_1985@hotmail.com

DIRECTOR: ING. JAIME VARGAS
jaime.vargas@epn.edu.ec

QUITO, ENERO DE 2010

DECLARACIÓN

Yo, HÉCTOR EDUARDO GARCÍA NARVÁEZ, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo los derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por normativa institucional vigente.

Héctor Eduardo García Narvárez

CERTIFICACIÓN

Certificamos que bajo nuestra supervisión, el presente proyecto de titulación fue realizado en su totalidad por el señor HÉCTOR EDUARDO GARCÍA NARVÁEZ

Ing. JAIME VARGAS T.
DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. JORGE ESCOBAR
COLABORADOR

Ing. WASHINGTON ALTUNA
COLABORADOR

AGRADECIMIENTO

A Dios, por darme salud, sabiduría, fortaleza e inteligencia.

Al Ing. Jaime Vargas por su acertada dirección en el presente proyecto, quien demostró a más de ser un profesor, ser un amigo.

Agradezco al personal docente de mi querida Facultad, por las sabias enseñanzas que me han brindado, así como también a todo su personal administrativo.

Este trabajo es mensajero de mis sinceros agradecimientos a todas las personas que ayudaron a que este proyecto se realice.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis padres Estuardo y Ligia, quienes han sido el ejemplo a seguir cada día de mi vida; y gracias a su apoyo, cariño y comprensión, se constituyen en el pilar para alcanzar esta meta.

A mis hermanos Vinicio y Andrés por el apoyo incondicional que me brindan.

A mis compañeros y amigos, que creyeron en mí y me han alentado a seguir adelante.

ÍNDICE GENERAL

CAPITULO I.

ESTUDIO INDUSTRIAL DE LA TRANSPORTACIÓN.....	1
1.1 LA INDUSTRIA ACTUAL.....	1
1.2 RESEÑA HISTÓRICA DE LOS TRANSPORTADORES.....	1
1.3 MATERIALES A TRANSPORTAR.....	2
1.4 TIPOS DE TRANSPORTADORES.....	3
1.4.1 CINTAS CON RODILLOS (ROLLER CONVEYORS).....	3
1.4.2 CINTAS CON RUEDAS (SKATE-WHEEL CONVEYORS).....	4
1.4.3 CINTAS PLANAS (BELT CONVEYORS).....	4
1.4.4 CINTAS CON CADENAS (CHAIN CONVEYORS).....	5
1.4.5 CINTAS CON LISTONES (SLAT CONVEYORS).....	5
1.4.6 CINTAS AÉREAS DE CARROS (OVERHEAD TROLLEY CONVEYORS).....	6
1.4.7 CINTAS POR CABLE ENTERRADO (IN-FLOOR TOWLINE CONVEYORS).....	7
1.4.8 CINTAS DE CARRO SOBRE RIELES (CART-ON-TRACK).....	8
1.5 BANDAS TRANSPORTADORAS.....	9
1.6 TIPOS DE BANDAS TRANSPORTADORAS.....	9
1.7 CONSTITUCIÓN DE LA BANDA.....	10
1.7.1 TEJIDO O CARCASA.....	11
1.7.2 RECUBRIMIENTOS.....	11

CAPITULO II.

ESTUDIO DE CAMPO.....	13
2.1 GENERALIDADES.....	13
2.2 ENCUESTA.....	13
2.2.1 INTRODUCCIÓN.....	13
2.2.2 VENTAJAS:.....	13
2.2.3 DESVENTAJAS:.....	14

2.2.4 PROPÓSITO:	14
2.3 OBJETIVO DE LA ENCUESTA.....	14
2.4 ANÁLISIS DE LA ENCUESTA.....	14
2.4.1 PREGUNTA 1.....	15
2.4.2 PREGUNTA 2.....	16
2.4.3 PREGUNTA 3.....	17
2.4.4 PREGUNTA 4.....	17
2.4.5 PREGUNTA 5.....	18
2.4.6 PREGUNTA 6.....	19
2.4.7 PREGUNTA 7.....	20
2.4.8 PREGUNTA 8.....	21
2.4.9 PREGUNTA 9.....	22
2.4.10 PREGUNTA 10.....	23
2.4.11 PREGUNTA 11.....	24
2.4.12 PREGUNTA 12.....	25
2.4.13 PREGUNTA 13.....	26
2.5 PARÁMETROS DE DISEÑO.....	28
2.6 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES	28

CAPÍTULO III.

ESTUDIO DE ALTERNATIVAS Y PROTOCOLO DE PRUEBAS	30
3.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	30
3.2 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES	30
3.3 ANÁLISIS DE LAS ALTERNATIVAS.....	31
3.3.1 FACTORES A ANALIZAR (criterios de selección).....	31
3.3.1.1 DURACIÓN O VIDA ÚTIL.	31
3.3.1.2 MANTENIMIENTO.	31
3.3.1.3 FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN.	32
3.3.1.4 FACILIDAD DE MONTAJE.	32
3.3.1.5 CALIBRACIÓN.....	32
3.3.1.6 SEGURIDAD.....	32
3.3.1.7 COSTO	33
3.3.2 SISTEMAS A ANALIZAR.....	33

3.3.2.1 SISTEMA ESTRUCTURAL.....	34
3.3.2.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	36
3.3.2.3 SISTEMA DE CONTROL.....	38
3.4 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA	41
3.5 PROTOCOLO DE PRUEBAS	42
3.5.1 DIMENSIONES GENERALES.....	42
3.5.2 PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO EN VACÍO	42
3.5.3 PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO CON CARGA.....	42
3.5.4 CAPACIDAD DE TRANSPORTE.	43
3.5.5 VELOCIDAD DE AVANCE	43

CAPÍTULO IV

DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL SISTEMA DE TRANSPORTE	46
4.1 DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD LINEAL DE LA BANDA TRANSPORTADORA.	46
4.2 DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD ANGULAR.	47
4.3 DISEÑO DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD.....	48
4.3.1 DETERMINACIÓN DE LOS DIÁMETROS DE LAS POLEAS: 50	
4.3.1.1 DIÁMETROS DE LAS POLEAS 2 Y 3.....	51
4.3.1.2 DIÁMETROS DE LAS POLEAS 4 Y 5.....	51
4.3.2 CÁLCULO DE LAS TENSIONES QUE ACTÚAN SOBRE LAS POLEAS.....	52
4.3.2.1 TENSIONES TRANSMITIDAS POR LA BANDA SOBRE LA POLEA 2	53
4.3.2.2 TENSIONES TRANSMITIDAS POR LA BANDA SOBRE LA POLEA 3	58
4.3.2.3 TENSIONES TRANSMITIDAS POR LA BANDA SOBRE LA POLEA 5	62
4.4 PESOS DE LAS POLEAS	64
4.5 POSICIONAMIENTO DE LOS EJES.....	64
4.6 DISEÑO DE EJES DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD.....	65
4.6.1 DISEÑO DEL EJE 1	65

4.6.1.1	GEOMETRÍA DEL EJE 1	66
4.6.1.2	FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL EJE 1.....	66
4.6.1.3	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EJE 1	68
4.6.1.4	PROPIEDADES DEL MATERIAL DE LOS EJES	76
4.6.1.5	VERIFICACIÓN DEL MATERIAL BASE DEL EJE 1	76
4.6.1.6	DISEÑO ESTÁTICO	77
4.6.1.7	DISEÑO DINÁMICO	79
4.6.2	DISEÑO DEL EJE 2	81
4.6.2.1	GEOMETRÍA DEL EJE 2	81
4.6.2.2	FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL EJE 2.....	82
4.6.2.3	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EJE 2.....	84
4.6.2.4	VERIFICACIÓN DEL MATERIAL BASE DEL EJE 2.....	91
4.6.2.5	DISEÑO ESTÁTICO	92
4.6.2.6	DISEÑO DINÁMICO	93
4.7	DISEÑO DEL EJE DEL TAMBOR MOTRIZ.....	94
4.7.1	GEOMETRÍA DEL EJE.....	94
4.7.2	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE DEL TAMBOR MOTRIZ.....	95
4.7.3	CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN EL EJE.....	95
4.7.4	FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR.....	96
4.7.5	VERIFICACIÓN DEL MATERIAL BASE DEL EJE DEL TAMBOR MOTRIZ.....	100
4.7.5.1	DISEÑO ESTÁTICO	101
4.7.5.2	DISEÑO DINÁMICO	102
4.8	DISEÑO DEL EJE DE LOS RODILLOS	103
4.8.1	GEOMETRÍA DEL EJE.....	103
4.8.2	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE DE LOS RODILLOS.....	103
4.8.3	CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN EL EJE.....	104
4.8.4	FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR.....	105
4.8.5	COMPROBACIÓN A FLEXIÓN DEL EJE DE LOS RODILLOS.....	107
4.9	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA	109

4.9.1	DISEÑO DE LA VIGA.....	110
4.9.1.1	DETERMINACIÓN DE LAS REACCIONES EN LA VIGA.....	110
4.9.1.2	DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR PARA LA VIGA	111
4.9.1.3	DIMENSIONAMIENTO DEL PERFIL DE LA VIGA	114
4.9.1.4	COMPROBACIÓN DE FALLA A FLEXIÓN DE LA VIGA.	114
4.9.2	DISEÑO DEL PÓRTICO.....	116
4.9.2.1	CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN EL PÓRTICO.	117
4.9.2.2	DETERMINACIÓN DEL PERFIL DEL PÓRTICO	117
4.9.2.3	DIMENSIONAMIENTO DEL PÓRTICO	120
4.9.2.4	VERIFICACIÓN DEL PARANTE DEL PÓRTICO.....	121
4.10	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	123
4.10.1	RODAMIENTOS EN EL REDUCTOR DE VELOCIDADES. ...	123
4.10.2	RODAMIENTOS EN EL TAMBOR MOTRIZ.....	127
4.11	SELECCIÓN DE BANDAS Y POLEAS PARA EL REDUCTOR DE VELOCIDAD.....	128
4.11.1	FACTOR DE SERVICIO (F.S).....	128
4.11.2	POTENCIA DE DISEÑO.....	129
4.11.3	SECCIÓN TRANSVERSAL DE LA BANDA.....	129
4.11.4	DIÁMETROS DE LAS POLEAS	129
4.11.5	NUMERO DE BANDAS	130
4.11.6	LONGITUD DE LAS BANDAS.....	131
4.12	SELECCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA.....	132
4.12.1	PESO DE LA BANDA	133
4.12.2	POTENCIA DE ACCIONAMIENTO	133
4.12.2.1	LA POTENCIA NECESARIA PARA MOVER LA BANDA DESCARGADA	134
4.12.2.2	LA POTENCIA NECESARIA PARA VENCER LAS RESISTENCIAS DE ROZAMIENTO AL MOVIMIENTO DE LA CARGA	135
4.12.3	TENSIONES EN LA BANDA TRANSPORTADORA.....	136
4.12.3.1	FUERZA DE ACCIONAMIENTO DE LA BANDA.....	137

4.12.3.2 TENSIONES	137
4.12.3.3 TENSIÓN DE ROTURA LONGITUDINAL MÁXIMA DE LA BANDA.....	138
4.12.4 CÁLCULO DEL NÚMERO DE CAPAS TEXTILES.....	139
4.12.5 DENOMINACIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA	140

CAPÍTULO V

PROCEDIMIENTO DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE..... 141

5.1 GENERALIDADES	141
5.2 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.	141
5.2.1 REQUERIMIENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.....	142
5.2.1.1 MÁQUINAS Y EQUIPOS.	142
5.2.1.2 HERRAMIENTAS.....	142
5.2.1.3 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN.....	142
5.2.1.4 RESUMEN DE MATERIA PRIMA.	143
5.2.1.5 ELEMENTOS A CONSTRUIR.	143
5.2.1.6 ELEMENTOS SELECCIONADOS.	143
5.2.2 HOJAS DE PROCESO	144
5.3 MONTAJE DEL SISTEMA DE TRANSPORTE CONTINUO.....	144
5.3.1 RODILLOS.....	144
5.3.2 TAMBOR MOTRIZ.....	145
5.3.3 SOPORTES PARA LOS RODILLOS.....	145
5.3.4 ESTRUCTURA.	145
5.3.5 REDUCTOR DE VELOCIDAD.....	146
5.3.6 SISTEMA DE CONTROL.....	146
5.3.7 MONTAJE FINAL	147

CAPÍTULO VI

ANÁLISIS DE COSTOS..... 148

6.1 INTRODUCCIÓN.....	148
6.2 ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS.....	149
6.2.1 COSTO DE MATERIALES DIRECTOS.....	149

6.2.2	COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS	150	
6.2.3	COSTO DE MAQUINADO	150	
6.2.4	COSTO DE MONTAJE	151	
6.2.5	COSTO DIRECTO TOTAL	151	
6.3	ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS	152	
6.3.1	COSTO DE MATERIALES INDIRECTOS	152	
6.3.2	COSTO DE INGENIERÍA	152	
6.3.3	COSTO TOTAL INDIRECTO.....	153	
6.4	COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.	153	
CAPITULO VII			
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES			154
7.1	CONCLUSIONES.	154	
7.2	RECOMENDACIONES.....	155	
BIBLIOGRAFÍA.....			156
ANEXOS.....			157

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Cinta con rodillos.....	4
Figura 1.2. Cinta hueca (troughed belt conveyor).....	5
Figura 1.3. Cintas con listones.....	6
Figura 1.4. Cintas con carros aéreos.....	7
Figura 1.5. Cintas por cable enterrado.....	7
Figura 1.6. Cinta de carro sobre rieles.....	8
Figura 1.7. Cintas Con Recubrimiento Especial.....	12
Figura 2.1. Análisis pregunta 1.....	15
Figura 2.2. Análisis pregunta 2.....	16
Figura 2.3. Análisis pregunta 3.....	17
Figura 2.4. Análisis pregunta 4.....	18
Figura 2.5. Análisis pregunta 5.....	19
Figura 2.6. Análisis pregunta 6.....	20
Figura 2.7. Análisis pregunta 7.....	21
Figura 2.8. Análisis pregunta 8.....	22
Figura 2.9. Análisis pregunta 9.....	23
Figura 2.10. Análisis pregunta 10.....	24
Figura 2.11. Análisis pregunta 11.....	25
Figura 2.12. Análisis pregunta 12.....	26
Figura 2.13. Análisis pregunta 13.....	27
Figura 4.1. Esquema del tambor motriz.....	47
Fig. 4.2. Esquema del reductor de velocidades.....	50
Figura 4.3. Tensiones en las poleas.....	52
Figura 4.4 Diagrama de cuerpo libre a) Polea 2, b) Polea 1.....	53
Figura 4.5 Tensiones resultantes sobre los ejes Y, Z.....	57
Figura 4.6 Diagrama de cuerpo libre a) Polea 4, b) Polea 3.....	58
Figura 4.7 Tensiones resultantes sobre los ejes Y, Z.....	61
Figura 4.8 tensiones sobre las poleas 5 y 6.....	62
Figura 4.9 Posición de ejes del reductor.....	65
Figura 4.10 Geometría Eje 1.....	66
Figura 4.11 Resultantes de las tensiones en las poleas.....	67

Figura 4.12 Diagrama de cuerpo libre Eje 1.....	68
Figura 4.13 Diagrama de cuerpo libre del eje 1 – Plano X-Y.....	70
Figura 4.14 Diagrama de cuerpo libre del eje 1 – Plano X-Z.....	72
Figura 4.15 Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje 1.....	75
Figura 4.16 Geometría Eje 2.....	82
Figura 4.17 Resultantes de las tensiones en las poleas.....	83
Figura 4.18 Diagrama de cuerpo libre Eje 2.....	84
Figura 4.19 Diagrama de cuerpo libre del eje 2 – Plano X-Y.....	86
Figura 4.20 Diagrama de cuerpo libre del eje 2 – Plano X-Z.....	88
Figura 4.21 Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje 2.....	90
Figura 4.22 Geometría del eje del tambor motriz.....	95
Figura 4.23 Diagrama de cuerpo libre del eje.....	96
Figura 4.24 Diagramas de fuerza cortante y momento flector - Eje del tambor motriz.....	99
Figura 4.25 Geometría del eje de los rodillos.....	103
Figura 4.26 Diagrama de cuerpo libre del eje.....	104
Figura 4.27 Diagramas de fuerza cortante y momento flector - Eje del tambor motriz.....	107
Figura 4.28 Segmento de la estructura.....	109
Figura 4.29 Diagrama de cuerpo libre.....	110
Figura 4.30 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la viga.....	113
Figura 4.31 Diagrama de cuerpo libre del pórtico.....	116
Figura 4.32 Diagramas de cortante, normal y momento flector.....	120
Figura 4.33 Tensiones en la banda transportadora.....	136

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Tejidos de las bandas y su designación abreviada.....	11
Tabla 1.2. Propiedades de los recubrimientos W, X, Y y Z.....	12
Tabla 2.1. Resultados Pregunta 1.....	15
Tabla 2.2. Resultados Pregunta 2.....	16
Tabla 2.3. Resultados Pregunta 3.....	17
Tabla 2.4. Resultados Pregunta 4.....	18
Tabla 2.5. Resultados Pregunta 5.....	19
Tabla 2.6. Resultados Pregunta 6.....	20
Tabla 2.7. Resultados Pregunta 7.....	21
Tabla 2.8. Resultados Pregunta 8.....	22
Tabla 2.9. Resultados Pregunta 9.....	23
Tabla 2.10. Resultados Pregunta 10.....	24
Tabla 2.11. Resultados Pregunta 11.....	25
Tabla 2.12. Resultados Pregunta 12.....	26
Tabla 2.13. Resultados Pregunta 13.....	27
Tabla 3.1 Criterios de comparación y códigos de equivalencia.....	33
Tabla 3.2 Alternativas y criterios de selección (sistema estructural).....	34
Tabla 3.3 Asignación de valores y ponderación (sistema estructural).....	35
Tabla 3.4 normalización de la tabla 3.3.....	35
Tabla 3.5 resultados obtenidos para el sistema estructural.....	36
Tabla 3.6 alternativas y criterios de selección (sistema de transmisión de potencia).....	37
Tabla 3.7 asignación de valores y ponderación (sistema de transmisión de potencia).....	37
Tabla 3.8 normalización de la tabla 3.7.....	38
Tabla 3.9 resultados obtenidos para el sistema estructural.....	38
Tabla 3.10 alternativas y criterios de selección (sistema de control).....	39
Tabla 3.11 asignación de valores y ponderación (sistema de control).....	40

Tabla 3.12 normalización de la tabla 3.11.....	40
Tabla 3.13 resultados obtenidos para el sistema estructural.....	41
Tabla 3.14. Formato del protocolo de pruebas.....	44
Tabla 4.1 Pesos de las Poleas.....	64
Tabla 4.2 propiedades del material de los ejes.....	76
Tabla 6.1 Costos de materiales directos.....	149
Tabla 6.2 Costos de elementos Normalizados.....	150
Tabla 6.3 Costos de maquinado.....	151
Tabla 6.4 Costos Directo Total.....	151
Tabla 6.5 Costos de materiales Indirectos.....	152
Tabla 6.6 Costos Total Indirecto.....	153
Tabla 6.7 Costo Total de la máquina.....	153

RESUMEN

El presente proyecto de titulación surge por la necesidad de la industria local dedicada a la manufactura de productos, por mejorar el transporte de la materia prima y elementos terminados, como parte del proceso productivo. En la actualidad este proceso se lo realiza de forma manual, empleando esfuerzo físico y perdiendo valioso tiempo.

Por tales razones se decide diseñar un prototipo de sistema de transporte continuo, que permita realizar esta actividad de manera semiautomática con el empleo mínimo de operarios.

El primer capítulo abarca un estudio industrial de la transportación, con énfasis en la industria actual, una historia de la transportación, materiales que se transportan, tipos de transportadores y un estudio de las bandas transportadoras.

El segundo capítulo comprende un estudio de campo, que permite determinar los parámetros funcionales y de diseño del prototipo.

En el tercer capítulo se realiza el estudio y la selección de la mejor alternativa.

El cuarto capítulo contempla el diseño de los elementos mecánicos constitutivos del prototipo, la selección de elementos normalizados y el dimensionamiento general del sistema de transporte continuo.

El quinto capítulo tiene como objetivo indicar el proceso de construcción y montaje que se deben llevar a cabo en la máquina.

En el sexto capítulo se realiza un análisis de costos.

Finalmente en el séptimo y último capítulo se presentan las conclusiones y recomendaciones que se debe tener en cuenta en el diseño del prototipo.

PRESENTACIÓN

El presente proyecto contempla, el diseño de un sistema de transporte continuo, de capacidad 500 kg/hr, destinado a reducir el tiempo empleado en el transporte de elementos y materia prima en el interior de la industria local.

En la actualidad, la industria local que se encuentra dedicada a la manufactura de productos, no cuenta con métodos de transporte continuo capaces de agilizar los procesos productivos, para proporcionar mayor cantidad de elementos terminados en menor tiempo, puesto que, actualmente esto se lo realiza de forma manual, lo cual conlleva a un elevado tiempo de producción. Con este proyecto se pretende resolver este problema.

En el desarrollo del trabajo se presenta un estudio de alternativas de diseño de acuerdo a los diferentes sistemas que conforman la máquina, seguido de la selección de la alternativa más viable de acuerdo a ciertos factores analizados.

El diseño de la máquina contempla, el dimensionamiento de los elementos mecánicos, sistema de control, sistema de transmisión de potencia y sistema estructural, así como la selección de elementos normalizados.

CAPITULO I.

ESTUDIO INDUSTRIAL DE LA TRANSPORTACIÓN

1.1 LA INDUSTRIA ACTUAL.

En la actualidad ha tomado gran importancia en la industria el aprovechamiento racional de los materiales, así como el tiempo empleado en la fabricación de productos con el fin de reducir los costos productivos.

El transporte de productos como parte de los procesos productivos industriales, han dado un paso importante al cambiar de los tradicionales sistemas de transporte, que iban desde la utilización de recipientes transportados por los obreros, montacargas, sistemas de poleas o cadenas hasta la utilización de complejos mecanismos de transporte utilizando sistemas basados en cintas transportadoras.

1.2 RESEÑA HISTÓRICA DE LOS TRANSPORTADORES

El transporte de material mediante cintas transportadoras, data de aproximadamente el año 1795. La mayoría de éstas tempranas instalaciones se realizaban sobre terrenos relativamente planos, así como en cortas distancias.

El primer sistema de cinta transportadora era muy primitivo y consistía en cuero, tela, goma o cinta que era capaz de viajar distancia de un piso. Éste tipo de sistema no fue calificado como exitoso, pero provocó incentivar a los ingenieros para considerar los transportadores como un rápido, económico y seguro método para mover grandes volúmenes de material de una locación a otra.

Durante los años 20, la instalación de la compañía H. C. Frick, demuestra que los transportadores de cinta pueden trabajar sin ningún problema en largas

distancias. Ésta instalación se realizó bajo tierra, desde una mina recorriendo casi 8 kilómetros. La cinta transportadora consistía de múltiples pliegues de algodón de pato con cubierta de goma natural, que eran los únicos materiales utilizados en esos tiempos para su fabricación. Aunque hoy obsoleto por las normas, los sistemas de manejo de éstos materiales son seleccionados de preferencia para trabajo pesado, lo cual permite realizar una mejor elección.

Durante la Segunda Guerra Mundial, los componentes naturales de los transportadores se volvieron muy escasos, permitiendo que la industria de goma se volcara a crear materiales sintéticos que reemplazaran a los naturales. La ventaja básica de los transportadores de cinta sobre otros tipos de transporte (como lo son camiones, trenes, transporte aéreo, etc.) es su variada aplicabilidad a los diferentes requerimientos de la industria. Diferentes estudios indican que hoy, los transportadores de cinta se han convertido en el primer método utilizado para el transporte de material.

1.3 MATERIALES A TRANSPORTAR

Los primeros materiales que se transportan por cinta y de los que se tiene noticia histórica, fueron los cereales, las harinas y salvados derivados de los mismos. Con posterioridad, el otro producto más transportado fue el carbón.

Las capacidades a transportar y las distancias eran pequeñas desde el punto de vista actual.

Las cintas transportadoras se utilizan para transportar materiales diversos por ejemplo:

- Materiales empleados en la construcción: Arcilla (fina, seca), arena (seca, húmeda), asfalto (para pavimentos), caliza (molida, triturada, agrícola, hidratada),

- Cemento, cenizas, granito, hormigón, grava, tierras, etc.
- Combustibles: Antracita, coke (de petróleo calcinado y metalúrgico salido del horno), carbón, hulla, lignito, etc.
- Fertilizantes: Fosfato (granulado, pulverizado), guanos, nitratos, sulfatos, sales, urea, etc.
- Minerales: Aluminio, alumbre, azufre, cobre, hierro, grafito, magnesio, plomo, yeso, etc.
- Alimentos y Productos de Origen Vegetal: Azúcar, aceitunas, algodón, café, cacao, guisantes, harinas, papas, maíz, nueces, remolachas, etc.

1.4 TIPOS DE TRANSPORTADORES

1.4.1 CINTAS CON RODILLOS (ROLLER CONVEYORS)

Es una forma muy común de cinta. El camino consiste en una serie de tubos (rodillos) perpendiculares a la dirección de avance, como se ilustra en la figura 1.1. Los rodillos están contenidos en un armazón fijo que eleva la cinta del suelo desde varios decímetros a algo más de un metro. Los pallets planos o bandejas portando la carga unitaria son desplazados a medida que giran los rodillos.

Las cintas con rodillos pueden ser impulsadas mecánicamente o gravitatorias. Los sistemas de tipo gravitatorio se disponen de tal modo que el camino desciende una pendiente suficiente para superar la fricción de los rodillos.

Las cintas con rodillos pueden ser usadas para el reparto de cargas durante las operaciones de procesado, el reparto hacia y desde el lugar de almacenamiento y aplicaciones de distribución. Los sistemas de cintas automatizados son también útiles para operaciones de clasificación y combinado.



Figura 1.1. Cinta con rodillos

1.4.2 CINTAS CON RUEDAS (SKATE-WHEEL CONVEYORS)

Operativamente son similares a los rodillos. Sin embargo en lugar de rodillos, pequeñas ruedas como las de los “patines” montadas sobre ejes rotatorios conectados al armazón se emplean para desplazar el pallet, bandeja, u otro contenedor a lo largo de la ruta. Las aplicaciones de este tipo de cintas son similares a las de los rodillos, excepto que las cargas deben ser en general más ligeras al estar los contactos entre carga y cinta mucho más concentrados.

1.4.3 CINTAS PLANAS (BELT CONVEYORS)

Este tipo está disponible en dos formatos comunes: cintas *planas* para pallets, piezas o incluso ciertos tipos de materiales en masa; y cintas *huecas* para materiales en masa. Los materiales se sitúan en la superficie de la cinta y viajan a lo largo del recorrido de la misma. La cinta forma un lazo continuo de manera que una mitad de su longitud puede emplearse para el reparto del material y la otra mitad para el retorno (generalmente vacío).

La cinta se soporta con un armazón con rodillos u otros soportes espaciados entre sí. A cada extremo de la cinta están los rodillos motores (“poleas”) que impulsan la cinta, figura 1.2.



Figura 1.2. Cinta hueca (troughed belt conveyor)

1.4.4 CINTAS CON CADENAS (CHAIN CONVEYORS)

Están formadas por lazos de cadena sin fin en una configuración arriba-abajo alrededor de ruedas dentadas motorizadas, en los extremos del camino. Puede haber una o más cadenas operando en paralelo para formar la cinta. Las cadenas viajan a lo largo de canales que proporcionan soporte para las secciones flexibles de la cadena. O bien las cadenas se desplazan por el canal o usan rodillos para montarse al canal. Las cargas generalmente se montan sobre las cadenas.

1.4.5 CINTAS CON LISTONES (SLAT CONVEYORS)

Este sistema emplea plataformas individuales, llamadas listones o tablillas, conectadas a una cadena continua en movimiento. Aunque el mecanismo impulsor es la cadena, funciona en gran medida como una cinta plana. Las cargas se sitúan sobre la superficie plana de las tablillas y se desplazan con ellas. Los caminos son generalmente en línea recta, pero al ser movidas por cadenas y la

posibilidad de introducir curvas en el camino mediante ruedas dentadas, las cintas con listones pueden tener giros en su lazo continuo, figura 1.3.



Figura 1.3. Cintas con listones

1.4.6 CINTAS AÉREAS DE CARROS (OVERHEAD TROLLEY CONVEYORS)

Cuando se habla del movimiento de un material, un carro es un soporte con ruedas moviéndose en un riel elevado del que puede colgar la carga. Una cinta con carritos es una serie de múltiples carros igualmente espaciados a lo largo de los rieles mediante una cadena sin fin o cable. La cadena o cable está unida a una rueda que proporciona energía al sistema.

El camino está determinado por el sistema de rieles; tiene giros y cambios en elevación formando un lazo sin fin. En los carros se suspenden ganchos, cestas u otros receptáculos para la carga. Los sistemas de carros aéreos se emplean a menudo en fábricas para mover piezas y conjuntos de ensamblaje entre los principales departamentos de producción. Pueden emplearse tanto para reparto como para almacenamiento, figura 1.4.



Figura 1.4. Cintas con carros aéreos

1.4.7 CINTAS POR CABLE ENTERRADO (IN-FLOOR TOWLINE CONVEYORS)

Estos sistemas emplean vehículos con ruedas impulsados por medio de cadenas o cables en movimiento situados en zanjas en el suelo. Las rutas están definidas por las zanjas y cables. Es posible el cambio desde un segmento impulsado a otro diferente, proporcionando cierta flexibilidad en el rotado. Los carros emplean clavijas reforzadas de acero para acoplarse a la cadena. Dichas clavijas se pueden extraer de la zanja para liberar al carro del avance de la cadena y realizar las operaciones de carga/descarga, figura 1.5.



Figura 1.5. Cintas por cable enterrado

1.4.8 CINTAS DE CARRO SOBRE RIELES (CART-ON-TRACK)

Estos sistemas emplean carros individuales montados en una pista de dos rieles en una estructura que sitúa la cinta a una distancia considerable sobre el suelo. Los carros no son impulsados individualmente; en su lugar, avanzan mediante un tubo rotatorio entre los dos rieles. Debido a ello también se llaman cintas de tubo rotatorio (spinning tube).

Una rueda motriz, en la parte inferior del carro y formando un ángulo con el tubo, se apoya en él y convierte el giro del tubo en avance del carro. La velocidad del carro es controlada regulando el ángulo de contacto entre la rueda motriz y el tubo. Una de las ventajas de este sistema con respecto a los vistos es que con él se logra gran precisión en el posicionamiento. Esto permite su uso para posicionar piezas para la manufactura, figura 1.6. Las aplicaciones para este sistema incluyen las líneas de soldadura robótica y sistemas de ensamblaje automático.

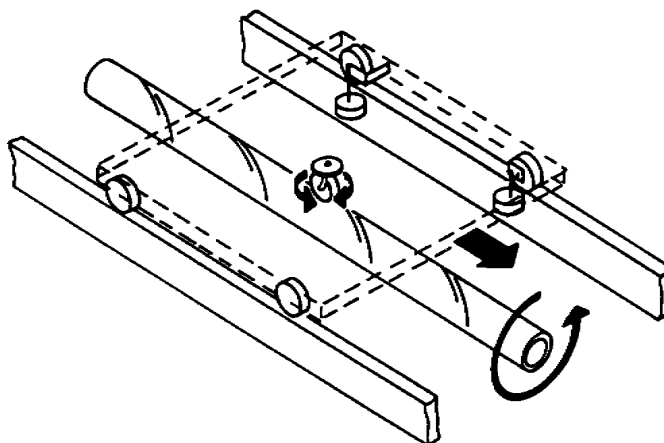


Figura 1.6. Cinta de carro sobre rieles

En el medio local los sistemas de transporte más usados son por bandas transportadoras, por lo cual se las estudia a continuación.

1.5 BANDAS TRANSPORTADORAS.

Las bandas transportadoras son elementos auxiliares de las instalaciones, cuya misión es la de recibir un producto de forma más o menos continua y regular para conducirlo a otro punto.

Por otra parte, las cintas son elementos de una gran sencillez de funcionamiento, que una vez instaladas en condiciones suelen dar pocos problemas mecánicos y de mantenimiento. Son aparatos que funcionan solos, intercalados en las líneas de proceso y que no requieren generalmente de ningún operario que manipule directamente sobre ellos de forma permanente.

1.6 TIPOS DE BANDAS TRANSPORTADORAS

Pueden llevarse a cabo las siguientes clasificaciones de las bandas:

Según el tipo de tejido:

- De algodón.
- De tejidos sintéticos.
- De cables de acero.

Según la disposición del tejido:

- De varias telas o capas.
- De tejido sólido.

Según el aspecto de la superficie portante de la carga:

- Lisas (aspecto más corriente).
- Rugosas.

- Con nervios, tacos o bordes laterales vulcanizados.

1.7 CONSTITUCIÓN DE LA BANDA

La Banda al cumplir la función de transportar, está sometida a la acción de las siguientes influencias.

- De las fuerzas longitudinales, que producen alargamientos.
- Del peso del material entre las ternas de rodillos portantes, que producen flexiones locales, tanto en el sentido longitudinal como en el transversal, y ello a consecuencia de la adaptación de la banda a la terna de rodillos.
- De los impactos del material sobre la cara superior de la banda, que producen erosiones sobre la misma.

Para soportar adecuadamente las influencias anteriores, la banda está formada por dos componentes básicos:

1. **El tejido o Carcasa**, que transmite los esfuerzos.
2. **Los recubrimientos**, que soportan los impactos y erosiones.

El tejido como es bien sabido, consta de la urdimbre o hilos longitudinales, y de la trama o hilos transversales; las posiciones relativas de urdimbre¹ y trama².

La urdimbre, que soporta los esfuerzos de tracción longitudinales, es en general bastante más resistente que la trama, la cual solo soporta esfuerzos

¹ Conjunto de hilos que se colocan en el telar paralelamente unos a otros para formar una tela.

² Conjunto de hilos que, cruzados y enlazados con los de la urdimbre, forman una tela.

transversales secundarios, derivados de la adaptación a la forma de artesa y de los producidos por los impactos. La rigidez transversal de la trama, no debe ser excesiva, con el fin de que la banda pueda adaptarse bien a la artesa formada por la terna de rodillos

Los recubrimientos o partes externas están formados por elastómeros (caucho natural), plastómeros (pvc), u otros materiales.

1.7.1 TEJIDO O CARCASA.

Los tejidos empleados en la actualidad, se muestran en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1. Tejidos de las bandas y su designación abreviada

Nombre Común	Designación Abreviada
Algodón	B
Rayón	Z
Poliéster	E
Poliamida	P
Cables De Acero	St

Fuente: Propia

Elaborado: Héctor García N.

1.7.2 RECUBRIMIENTOS

Los recubrimientos de goma sirven para unir los elementos constitutivos de la carcasa y constan de dos partes, la superior y la inferior.

El espesor del recubrimiento de la carcasa está en función del tipo de aplicación de la banda y de la anchura de esta.

Como se ha dicho, la goma es el elemento básico de los recubrimientos; tomando en consideración las propiedades mecánicas de resistencia, alargamiento y abrasión, las Normas DIN 22102 y 22131, han establecido las categorías W, X, Y, Z, las cuales se indican en la Tabla 1.2.

Tabla 1.2. Propiedades de los recubrimientos W, X, Y y Z

Calidad de los recubrimientos	W	X	Y	Z
Resistencia a la tracción longitudinal (N/mm ²)	8	5	0	5
Alargamiento de rotura longitudinal (%)	00	50	00	50
Abrasión mm ³	0	20	50	50

Fuente: Propia

Elaborado: Héctor García N.

La figura 1.7, muestra de gráficamente la forma de una cinta transportadora con recubrimiento especial.

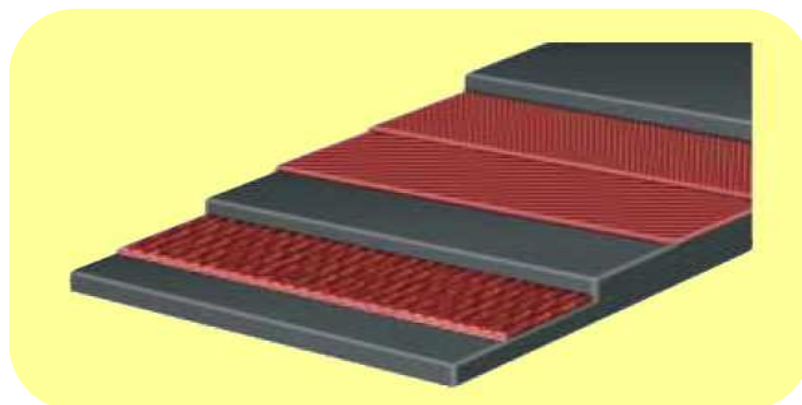


Figura 1.7. Cintas Con Recubrimiento Especial.

CAPITULO II. ESTUDIO DE CAMPO

2.1 GENERALIDADES

Como parte del estudio de campo conviene realizar una encuesta para determinar los parámetros de diseño sobre los cuales se va a llevar a cabo el análisis de alternativas, que permitan solucionar la problemática existente en el sistema de transporte.

2.2 ENCUESTA

2.2.1 INTRODUCCIÓN

La encuesta es una técnica cuantitativa, la cual consiste en una investigación realizada sobre una muestra que representa a un conjunto más amplio, utilizando procedimientos estandarizados de interrogación con la finalidad de tener mediciones cuantitativas sobre una gran cantidad de características objetivas y subjetivas de la población.

2.2.2 VENTAJAS:

- Técnica de mayor uso que permite obtener información de casi cualquier tipo de población.
- Permite tener información sobre hechos pasados de los encuestados
- Gran capacidad para estandarizar datos.
- Es de costo relativamente bajo respecto a la información que se tiene

2.2.3 DESVENTAJAS:

- No permite analizar a profundidad temas complejos.
- El cuestionario es el instrumento de la encuesta por tanto las preguntas son los indicadores.

2.2.4 PROPÓSITO:

Conseguir la información adecuada acerca de la forma como se transportan los materiales en las empresas como parte de los procesos productivos desarrollados en la misma y plasmar una inquietud acerca del producto de diseño al encuestado.

Luego de realizar una encuesta a diferentes empresas locales, es necesario realizar un análisis de cada una de las preguntas.

Este paso es indispensable en la identificación de la necesidad de implementar sistemas de transporte continuo en la industria.

2.3 OBJETIVO DE LA ENCUESTA

La presente encuesta tiene por objeto determinar la necesidad de implementar sistemas de transporte en la industria local con el fin de agilizar los procesos productivos, además la misma permite establecer luego de su análisis los parámetros de diseño a ser utilizados en el presente proyecto.

2.4 ANÁLISIS DE LA ENCUESTA

El modelo de la encuesta realizada se encuentra en el **ANEXO I**.

La encuesta se la realizó en 15 (quince) empresas ubicadas en la ciudad de Quito, de las cuales se logró establecer los siguientes resultados.

2.4.1 PREGUNTA 1

¿Tiene la necesidad de transportar productos y/o materia prima en su empresa?

Tabla 2.1. Resultados Pregunta 1

	Necesita		% Necesidad	
	Si	No	Si	No
Nº Empresas	15	0	100%	0%

La figura 2.1, ilustra gráficamente los resultados de la pregunta 1.



Figura 2.1. Análisis pregunta 1

Se puede notar que la totalidad de las empresas encuestadas tienen la necesidad de transportar productos en el interior de su empresa como parte de los procesos productivos.

2.4.2 PREGUNTA 2

¿Qué tipos de materiales transporta en la empresa?

Tabla 2.2. Resultados Pregunta 2

Materiales	Nº Empresa	%
Pétreo	2	13,3
Fertilizantes	0	0,0
Combustibles minerales	1	6,7
Alimentos y productos de carácter vegetal	4	26,7
Productos metálicos	5	33,3
Otros	3	20,0
	15	100

La figura 2.2, ilustra gráficamente los resultados de la pregunta 2.

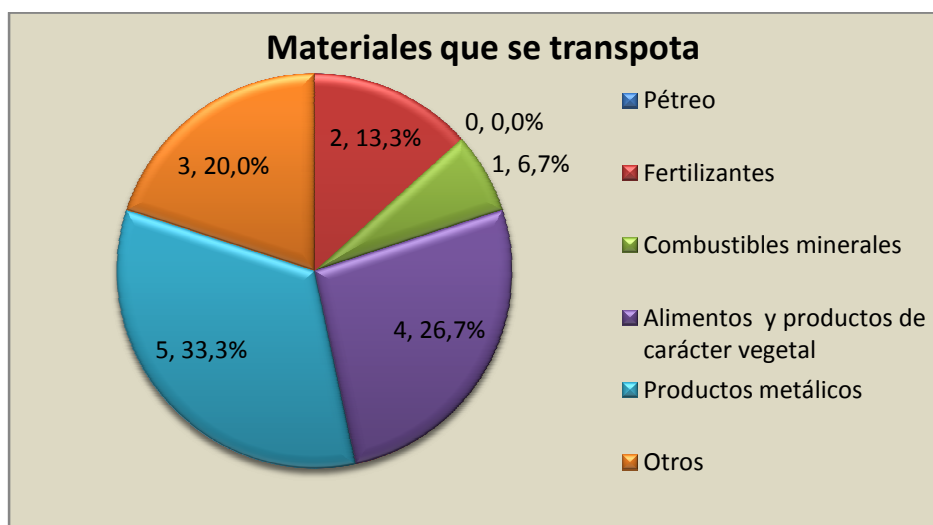


Figura 2.2. Análisis pregunta 2

De la pregunta precedente se puede notar que el 33,3% de las empresas encuestadas transportan materiales metálicos, seguidos de un 26,7% que transportan productos alimenticios.

2.4.3 PREGUNTA 3

¿Tiene problema con el transporte de los productos en su empresa?

Tabla 2.3. Resultados Pregunta 3

	Si	No	Si	No
Nº empresas	13	2	86,7%	13,3%

La figura 2.3, ilustra gráficamente los resultados de la pregunta 3.

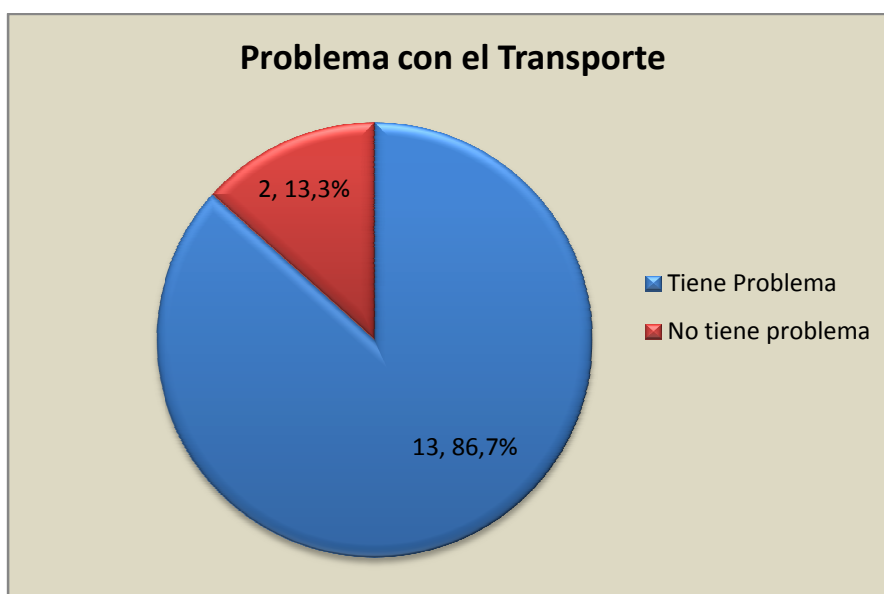


Figura 2.3. Análisis pregunta 3

Se puede observar que un 86,7% de las empresas encuestadas, tiene problema con el transporte de los productos.

2.4.4 PREGUNTA 4

¿Estaría dispuesto a implementar un sistema de transporte, para agilizar los procesos en el interior de su empresa?

Tabla 2.4. Resultados Pregunta 4

	Si	No	Si	No
Nº empresas	15	0	100 %	0,0%

La figura 2.4, ilustra gráficamente los resultados de la pregunta 4.

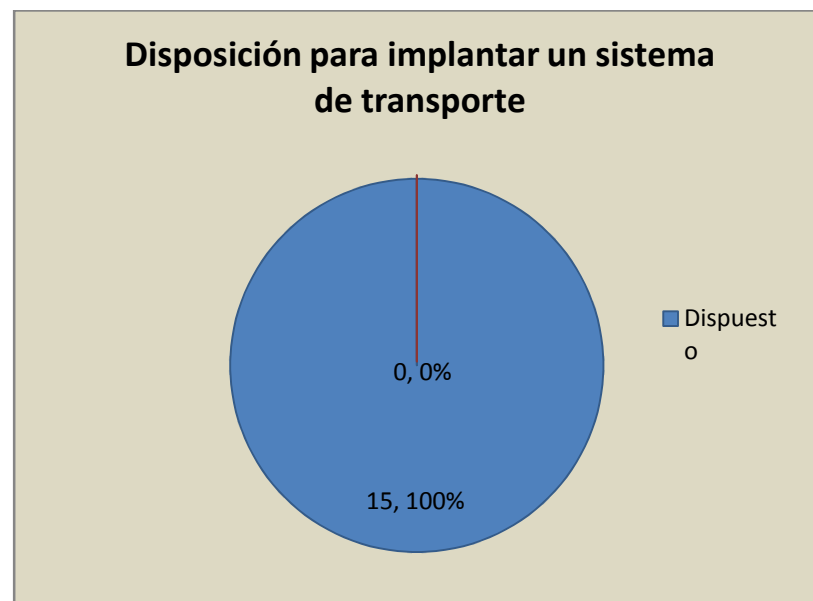


Figura 2.4. Análisis pregunta 4

Se nota que la totalidad de las empresas encuestadas tienen necesidad de implementar un sistema de transporte en el interior de su empresa.

2.4.5 PREGUNTA 5

¿De qué forma se requiere el transporte de los productos en el interior de su empresa?

Tabla 2.5. Resultados Pregunta 5

Forma de Transporte	Nº Empresa	%
Manual	0	0,0
Automático	4	26,7
Semiautomático	11	73,3
	15	100,0

La figura 2.5, ilustra gráficamente los resultados de la pregunta 5.

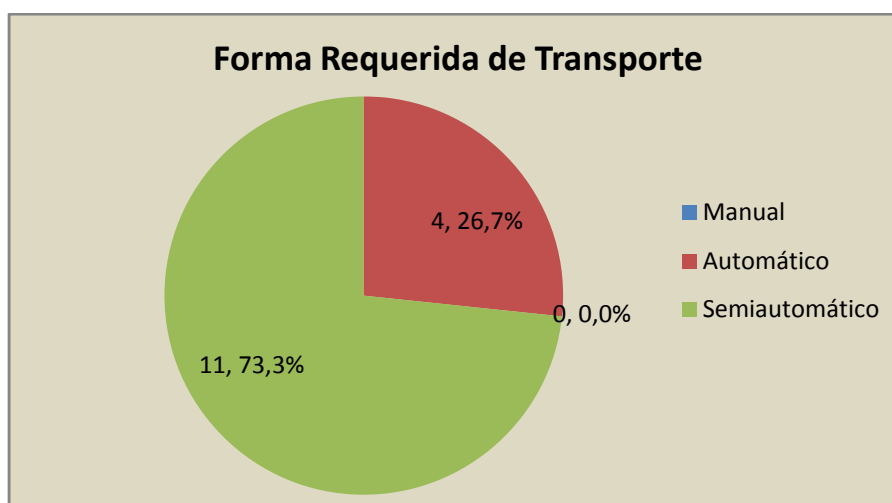


Figura 2.5. Análisis pregunta 5

Se puede observar una afinidad por tener un sistema de transporte que funcione semiautomáticamente lo que representa el 73,3% de las empresas encuestadas y un 26,7% lo requiere con funcionamiento automático.

2.4.6 PREGUNTA 6

¿Cuál de los siguientes tipos de sistemas de transporte le gustaría implementar en su empresa?

Tabla 2.6. Resultados Pregunta 6

Sistema de transporte	Nº Empresas	%
Cintas con Rodillo	5	33,3
Cintas Planas	8	53,3
Cintas con Cadenas	1	6,7
Cintas de Carro Sobre Rieles	1	6,7
Otro	0	0,0
	15	100,0

La figura 2.6, ilustra gráficamente los resultados de la pregunta 6.

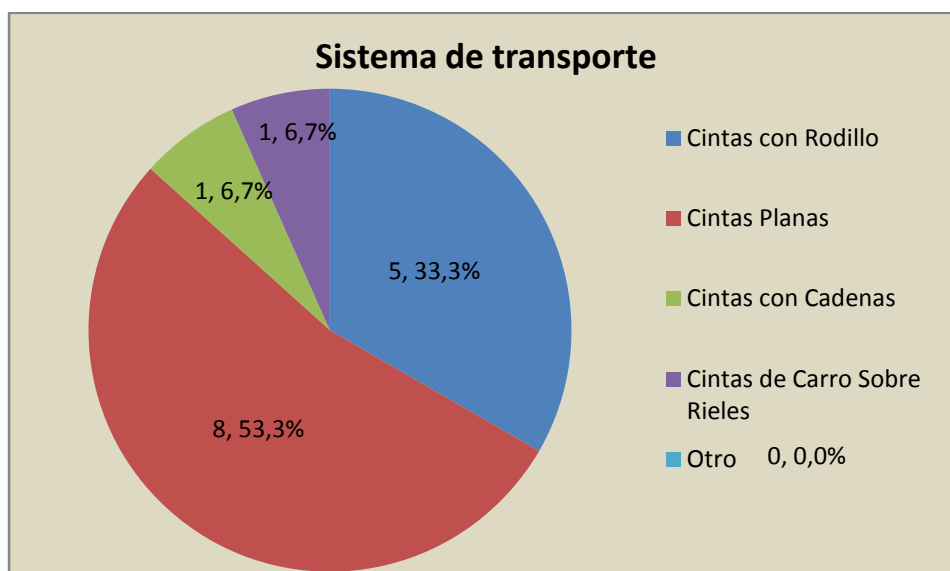


Figura 2.6. Análisis pregunta 6

Se puede notar la preferencia por la utilización de un sistema de transporte por medio de cintas planas.

2.4.7 PREGUNTA 7

¿Cuántas horas al día se encuentra en operación la empresa?

Tabla 2.7. Resultados Pregunta 7

Horas/Dia	Nº Empresas	%
6h-8h	0	0,0
8h-12h	3	20,0
12h-24h	12	80,0
	15	100,0

La figura 2.7, ilustra gráficamente los resultados de la pregunta 7.

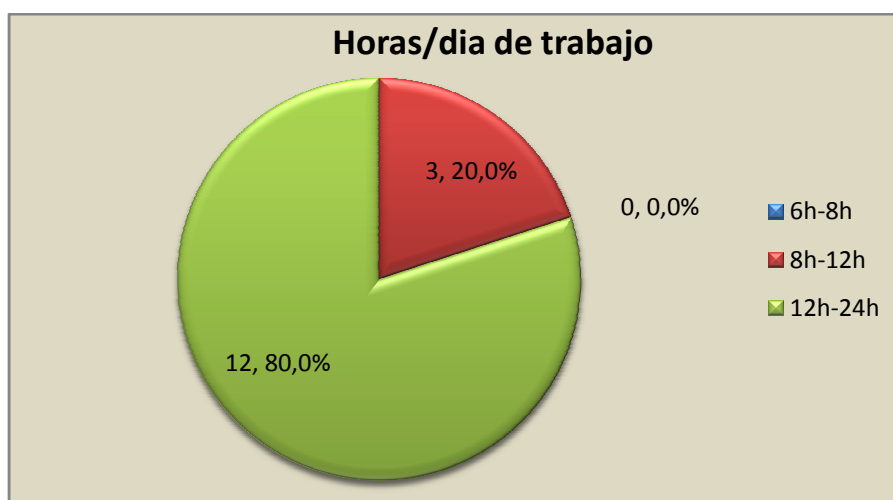


Figura 2.7. Análisis pregunta 7

De la encuesta realizada a las empresas se tiene que la mayoría se encuentra trabajando de 12 a 24 horas.

2.4.8 PREGUNTA 8

¿Cuántos kilogramos por hora se encuentra transportando en las etapas de sus procesos productivos?

Tabla 2.8. Resultados Pregunta 8

Kg/hr	Nº Empresas	%
100 - 200	0	0,0
300 - 600	7	46,7
700 - 1000	6	40,0
Más de 1000	2	13,3
	15	100,0

La figura 2.8, ilustra gráficamente los resultados de la pregunta 8.

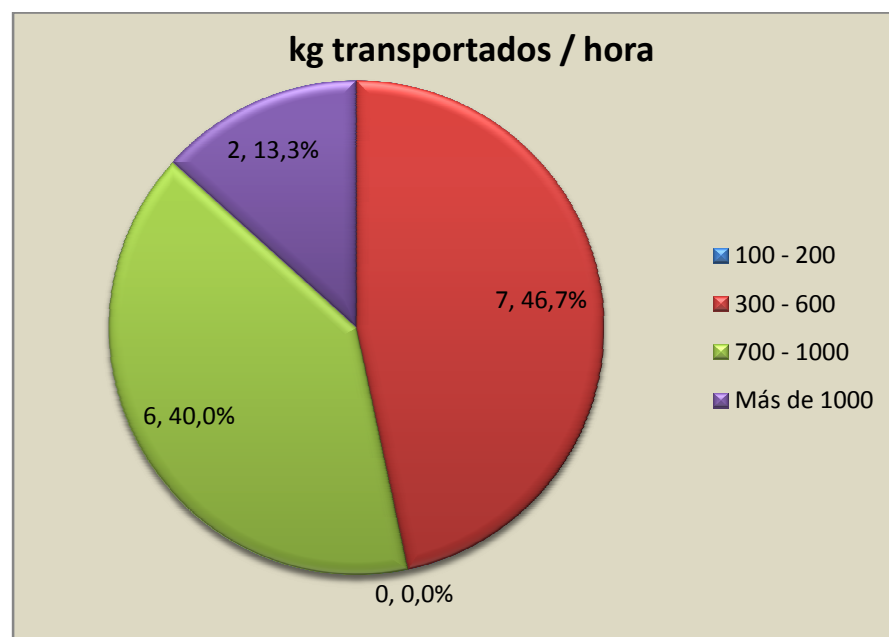


Figura 2.8. Análisis pregunta 8

Se tiene una mayoría de las empresas que se encuentran transportando en el interior de sus procesos productivos de 300 a 600 kg de peso.

2.4.9 PREGUNTA 9

¿Cuál es la mayor distancia de transporte de los productos en la empresa durante el proceso productivo?

Tabla 2.9. Resultados Pregunta 9

Distancia	Nº Empresas	%
De 3 – 6 m	4	26,7
De 7 – 10 m	8	53,3
Más de 10 m	3	20,0
	15	100,0

La figura 2.9, ilustra gráficamente los resultados de la pregunta 9.

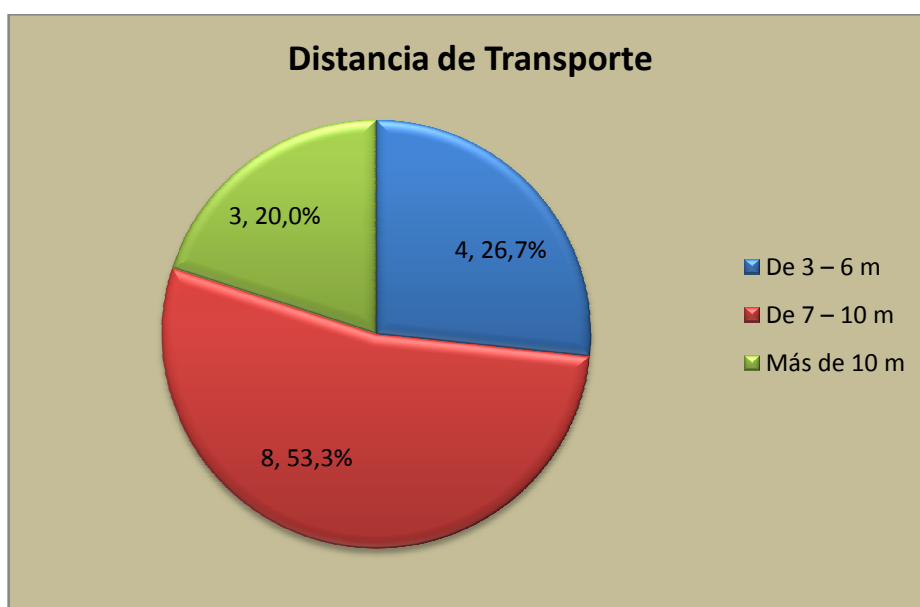


Figura 2.9. Análisis pregunta 9

De la pregunta precedente se tiene que la mayor distancia a transportar es de 10 metros antes de un cambio de sección.

2.4.10 PREGUNTA 10

¿El transporte de productos en el interior de su empresa de qué forma se ejecuta?

Tabla 2.10. Resultados Pregunta 10

Forma	Nº Empresas	%
Horizontal	10	66,7
Desnivel	5	33,3
	15	100

La figura 2.10, ilustra gráficamente los resultados de la pregunta 10.

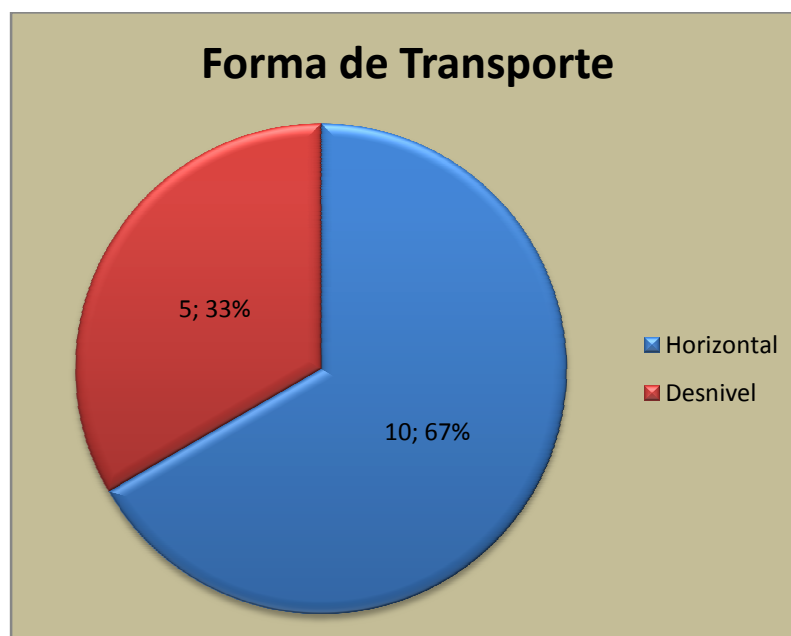


Figura 2.10. Análisis pregunta 10

De la pregunta planteada se tiene que el 67 % de las empresas encuestadas realizan el transporte de los productos de manera horizontal.

2.4.11 PREGUNTA 11

¿Cuál es el ancho máximo de los elementos que transporta en su empresa?

Tabla 2.11. Resultados Pregunta 11

Ancho máximo	Nº Empresas	%
De 10 cm – 70 cm	7	46,7
De 71 cm – 1.20 m	5	33,3
Más de 1.20 m	3	20,0
	15	100

La figura 2.11, ilustra gráficamente los resultados de la pregunta 11.

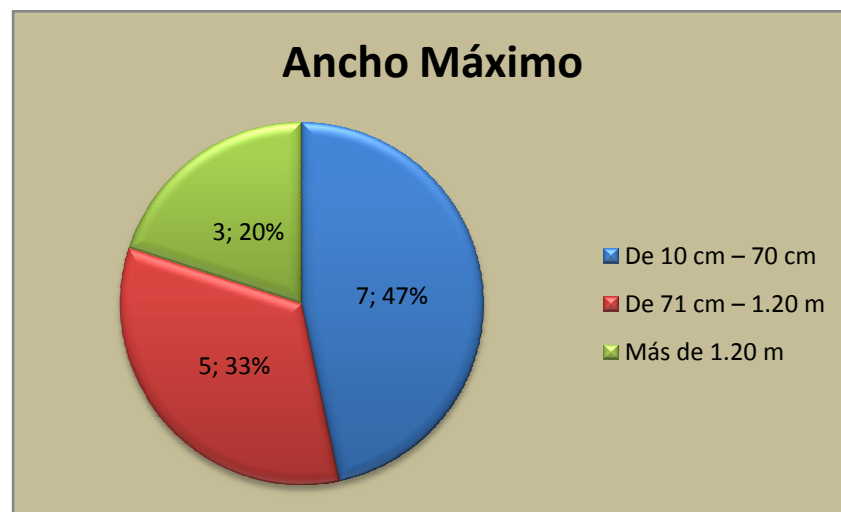


Figura 2.11. Análisis pregunta 11

De la pregunta planteada se tiene que la mayoría de las empresas encuestadas transportan en el interior de sus procesos productivos elementos que tienen un ancho máximo de 70 cm.

2.4.12 PREGUNTA 12

¿Cuál es el largo máximo de los elementos que transporta en su empresa?

Tabla 2.12. Resultados Pregunta 12

Largo máximo	Nº Empresas	%
De 10 cm – 1 m	7	46,7
De 1 m – 1.50 m	4	26,7
Más de 1.50 m	4	26,7
	15	100

La figura 2.12, ilustra gráficamente los resultados de la pregunta 12.

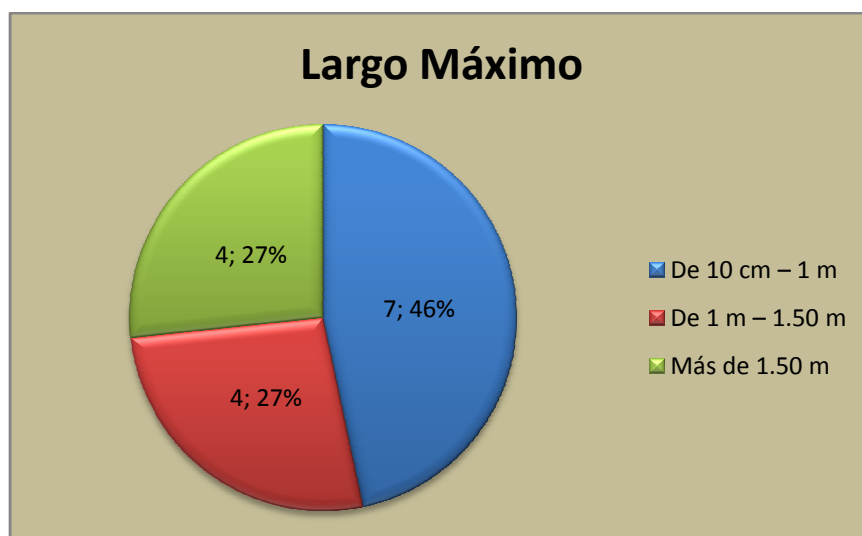


Figura 2.12. Análisis pregunta 12

De la pregunta planteada se determina que el largo máximo de los elementos transportados es de 1 m.

2.4.13 PREGUNTA 13

¿Cuál es el peso máximo de los elementos que transporta en su empresa?

Tabla 2.13. Resultados Pregunta 13

Peso máximo	Nº Empresas	%
De 1 kg – 50 kg	8	53,3
De 51 kg – 100 kg	4	26,7
Más de 100 kg	3	20,0
	15	100

La figura 2.13, ilustra gráficamente los resultados de la pregunta 13.

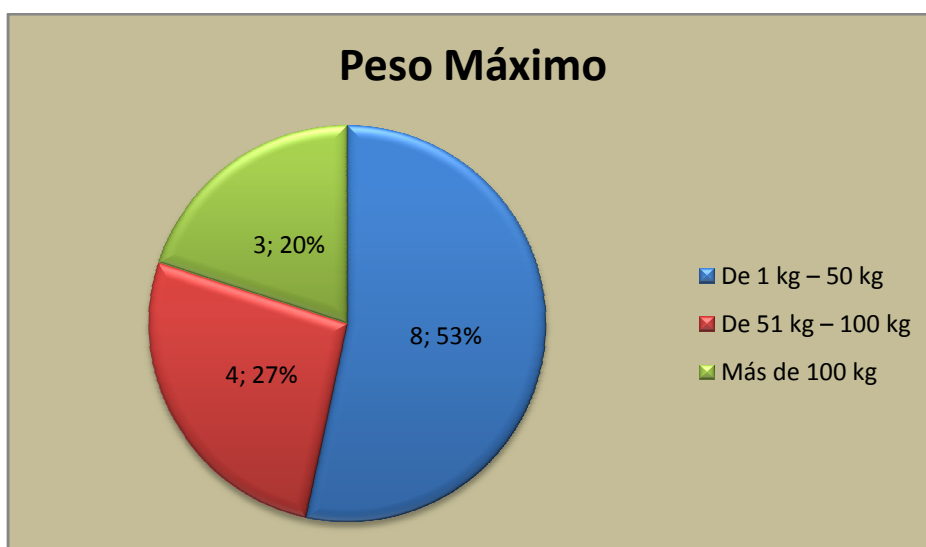


Figura 2.13. Análisis pregunta 13

De la pregunta planteada, luego del análisis se determina que el peso máximo de los paquetes en la mayoría de las empresas encuestadas es de 50 kilogramos.

De la encuesta precedente se puede determinar que se tiene la necesidad de un sistema de transporte de cintas planas, sin desniveles, con un módulo de 10 metros comandado de una manera semiautomática, una capacidad de transporte de hasta 600 kg y capaz de trabajar las 24 horas del día.

2.5 PARÁMETROS DE DISEÑO

Para determinar los parámetros de diseño se toma como base los resultados obtenidos en la encuesta realizada a las diferentes industrias locales.

Por lo tanto los parámetros de diseño para el sistema de transporte continuo, son los siguientes.

- Capacidad de transportar máximo 600 kg/hora de materiales.
- Los materiales a transportar son metálicos.
- La longitud máxima de transporte es de 10 metros.
- El sistema de transporte trabaja de 12 a 24 horas en el día.
- Se transportan paquetes con peso máximo de 50 kg.
- El ancho de los elementos es máximo de 700 mm.
- El largo de los elementos es máximo de 1000 mm.

2.6 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES

Para satisfacer los requerimientos funcionales se pretende diseñar un sistema de transporte que cumpla con las exigencias para las que fue concebido y estos son:

- El sistema de transporte debe trabajar en forma semiautomática.

- El sistema de transporte debe ser de fácil operación, montaje y a su vez el mantenimiento de cada una de las partes pueda realizarse con comodidad y rapidez.
- Cada ciclo de transporte se lo debe realizar en un tiempo de 20 segundos.
- No deber ser ruidoso por petición del microempresario.
- Sus dimensiones no deben exceder los 10000mm de longitud, 1200mm de ancho y 1500mm de altura.

CAPÍTULO III.

ESTUDIO DE ALTERNATIVAS Y PROTOCOLO DE PRUEBAS

3.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

En la actualidad el transporte de materia prima y productos elaborados en la industria local como parte de sus procesos productivos, se lo realiza de manera deficiente, efectuando un gasto de tiempo innecesario, el mismo que al disminuirse utilizando un sistema mecanizado, se puede dedicar a potenciar otras etapas dentro del proceso, optimizando la producción.

El presente proyecto pretende solucionar la problemática existente en la industria local, brindando un sistema de transporte continuo que mejore el proceso productivo y disminuya los costos de producción.

3.2 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES

Al momento de realizar el diseño, es necesario tomar en cuenta ciertos factores que impiden que el mismo sea óptimo, con relación a otro y entre los cuales se anotan.

ECONÓMICO – FINANCIERAS.- debido a la situación de la industria local surge una gran problemática al momento de diseñar el sistema de transporte continuo, este no debe exceder los costos de producción, en la actualidad el transporte, en mayor parte se lo realiza de forma manual lo cual incrementa los gastos operativos.

FÍSICAS.- las restricciones físicas se dan por el espacio en el cual se va a operar el sistema de transporte, por lo que, sus dimensiones deben ser menores a las del espacio disponible con el objeto de facilitar su operación y mantenimiento.

AMBIENTE DE TRABAJO.- el lugar de trabajo debe ser un espacio cubierto a temperatura ambiente y sin exceso de humedad, para evitar la corrosión de partes constitutivas de la máquina. Además para mejorar las condiciones ergonómicas del trabajador, incentivando la producción a gran escala.

3.3 ANÁLISIS DE LAS ALTERNATIVAS

Se toman en cuenta ciertos factores que ayuden a analizar la mejor opción al momento de diseñar el sistema de transporte.

3.3.1 FACTORES A ANALIZAR (criterios de selección)

3.3.1.1 DURACIÓN O VIDA ÚTIL.

Este es un factor importante de analizar, ya que, de este depende el régimen de trabajo al cual va a estar sometido el sistema de transporte, su tiempo de duración y el tipo de mantenimiento que se va a aplicar.

3.3.1.2 MANTENIMIENTO.

De este factor depende la facilidad y el tipo de mantenimiento que se va a realizar a cada sistema, ya sea preventivo, correctivo; involucrando tiempos muertos que pueden ser perjudiciales para el proceso productivo.

3.3.1.3 FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN.

Este factor determina la dificultad que se puede presentar al momento de construir un elemento constitutivo del sistema, ya sea, por su geometría, tipo de material empleado, experiencia por parte del fabricante y tiempo de construcción. Lo cual implica un aumento en los costos.

3.3.1.4 FACILIDAD DE MONTAJE.

La importancia de analizar este factor, es tomar en cuenta el tipo de elementos utilizados para este proceso, así como también, el tiempo del montaje y puesta a punto del transportador.

3.3.1.5 CALIBRACIÓN.

La importancia de este factor parte de la necesidad de que los sistemas o elementos constitutivos de la máquina queden alineados o balanceados al momento de realizar el montaje para evitar posibles fallas o imperfecciones en el producto terminado.

3.3.1.6 SEGURIDAD

Este factor determina el nivel de confiabilidad al momento de operar la máquina, lo cual proporciona la certeza suficiente al operario de que el trabajo a realizar no conlleva a riesgo de accidentes.

3.3.1.7 COSTO

El costo es uno de los factores de mayor interés para el beneficiario, por lo que se debe dirigir el diseño a escoger los mejores elementos al menor costo y la mejor calidad.

La Tabla 3.1 muestra la escala a ser aplicada según los criterios o factores de selección.

Tabla 3.1 Criterios de comparación y códigos de equivalencia

CRITERIO A ANALIZAR	DESIGNACIÓN	CÓDIGO DE EQUIVALENCIA	
		10	1
Duración o vida útil	I	Larga	Corta
Mantenimiento	II	Fácil	Difícil
Facilidad de construcción	III	Fácil	Difícil
Facilidad de montaje	IV	Fácil	Difícil
Calibración	V	Fácil	Difícil
Seguridad	VI	Alta	Baja
Costo	VII	Económico	Costosa

Fuente: Propia

Elaborado: Héctor García N.

3.3.2 SISTEMAS A ANALIZAR.

Para escoger la alternativa adecuada para el diseño se consideran dos sistemas constitutivos, para el transportador:

1. Sistema estructural.
2. Sistema motriz (de transmisión de potencia)
3. Sistema de control

3.3.2.1 SISTEMA ESTRUCTURAL

El sistema estructural es el más importante. Es la base sobre la cual se inicia el diseño del sistema de transporte. Y se consideran las siguientes alternativas.

- A. Sistema estructural fundido.
- B. Sistema estructural soldado.
- C. Sistema estructural empernado.

En la Tabla 3.2 se muestra las alternativas y los criterios de selección para el sistema estructural.

Tabla 3.2 Alternativas y criterios de selección (sistema estructural)

Sistema estructural		Criterios de selección	
Código	Alternativas	Código	Criterios
A	Sistema estructural fundido	I	Duración o vida útil
B	Sistema estructural soldado	II	Mantenimiento
C	Sistema estructural empernado	III	Facilidad de construcción
		IV	Facilidad de montaje
		V	Calibración
		VI	Seguridad
		VII	Costo

Fuente: Propia

Elaborado: Héctor García N.

En la Tabla 3.3 se muestra la asignación de valores y ponderación para el sistema estructural

Tabla 3.3 Asignación de valores y ponderación (sistema estructural)

	I	II	III	IV	V	VI	VII	PONDERACIÓN %
A	7	6	4	7	8	9	4	10
B	9	8	9	8	9	9	8	10
C	8	5	7	8	7	8	8	20
Σ	24	19	20	23	24	26	20	15
								5
								20
								20
						Σ		100

Fuente: Propia

Elaborado: Héctor García N.

En la tabla 3.4, se muestra la normalización de la tabla 3.2.

Tabla 3.4 Normalización de la tabla 3.3

	I	II	III	IV	V	VI	VII	PONDERACIÓN %
A	0,2917	0,3158	0,2	0,3043	0,3333	0,3462	0,2	0,1
B	0,375	0,4211	0,45	0,3478	0,375	0,3462	0,4	0,1
C	0,3333	0,2632	0,35	0,3478	0,2917	0,3077	0,4	0,2
Σ	1	1	1	1	1	1	1	0,15
								0,05
								0,2
								0,2
						Σ		1

Fuente: Propia

Elaborado: Héctor García N.

En la **Tabla 3.5** se muestra los resultados obtenidos para el sistema estructural.

Tabla 3.5 Resultados obtenidos para el sistema estructural.

A	0,2723
B	0,3898
C	0,3379

Fuente: Propia

Elaborado: Héctor García N.

De la tabla 3.5 se concluye que la alternativa B, es la seleccionada para este sistema.

3.3.2.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

El sistema de transmisión de potencia se caracteriza por proporcionar el movimiento motriz al transportador. Teniendo como posibles alternativas las siguientes:

- A.** Sistema de transmisión por poleas y bandas.
- B.** Sistema de transmisión por engranes.
- C.** Sistema de transmisión por catalinas y cadenas.

En la **Tabla 3.6** se muestra las alternativas y los criterios de selección para el sistema de transmisión de potencia.

Tabla 3.6 Alternativas y criterios de selección (sistema de transmisión de potencia)

Sistema estructural		Criterios de selección	
Código	Alternativas	Código	Criterios
A	Por poleas y bandas	I	Duración o vida útil
B	Por engranajes	II	Mantenimiento
C	Por catalinas y cadenas	III	Facilidad de construcción
		IV	Facilidad de montaje
		V	Calibración
		VI	Seguridad
		VII	Costo

Fuente: Propia

Elaborado: Héctor García N.

En la **Tabla 3.7** se muestra la asignación de valores y ponderación para el sistema de transmisión de potencia

Tabla 3.7 Asignación de valores y ponderación (sistema de transmisión de potencia)

	I	II	III	IV	V	VI	VII	PONDERACIÓN %
A	9	8	9	10	9	9	5	10
B	7	7	8	8	7	7	8	10
C	6	7	8	7	7	8	7	20
Σ	22	22	25	25	23	24	20	15
								5
								20
								20
						Σ		100

Fuente: Propia

Elaborado: Héctor García N.

En la tabla 3.8, se muestra la normalización de la tabla 3.7.

Tabla 3.8 Normalización de la tabla 3.7

	I	II	III	IV	V	VI	VII	PONDERACIÓN %
A	0,4091	0,3636	0,36	0,4	0,3913	0,375	0,25	0,1
B	0,3182	0,3182	0,32	0,32	0,3043	0,2917	0,4	0,1
C	0,2727	0,3182	0,32	0,28	0,3043	0,3333	0,35	0,2
Σ	1	1	1	1	1	1	1	0,15
								0,05
								0,2
								0,2
							Σ	1

Fuente: Propia

Elaborado: Héctor García N.

En la **Tabla 3.9** se muestra los resultados obtenidos para el sistema estructural.

Tabla 3.9 Resultados obtenidos para el sistema estructural.

A	0,3538
B	0,3292
C	0,317

Fuente: Propia

Elaborado: Héctor García N.

De la tabla 3.9 se concluye que la alternativa A, es la seleccionada para este sistema.

3.3.2.3 SISTEMA DE CONTROL

Este sistema es el encargado del control global de la maquina, lo cual implica el encendido, la velocidad de avance, además proporciona la seguridad necesaria para la operación del transportador.

Los posibles tipos de sistemas de control son:

- A. Sistema de control semiautomático.
- B. Sistema de control automático.

En la **Tabla 3.10**, se muestra las alternativas y los criterios de selección para el sistema de transmisión de potencia.

Tabla 3.10 Alternativas y criterios de selección (sistema de control)

Sistema estructural		Criterios de selección	
Código	Alternativas	Código	Criterios
A	Control semiautomático	I	Duración o vida útil
B	Control automático	II	Mantenimiento
		III	Facilidad de construcción
		IV	Facilidad de montaje
		V	Calibración
		VI	Seguridad
		VII	Costo

Fuente: Propia

Elaborado: Héctor García N.

En la **Tabla 3.11** se muestra la asignación de valores y ponderación para el sistema de control

Tabla 3.11 Asignación de valores y ponderación (sistema de control)

	I	II	III	IV	V	VI	VII	PONDERACIÓN %
A	9	9	8	9	7	8	8	10
B	8	8	7	7	9	9	5	10
Σ	17	17	15	16	16	17	13	20
								15
								5
								20
								20
						Σ		100

Fuente: Propia

Elaborado: Héctor García N.

En la tabla 3.12, se muestra la normalización de la tabla 3.11.

Tabla 3.12 Normalización de la tabla 3.11

	I	II	III	IV	V	VI	VII	PONDERACIÓN %
A	0,5294	0,5294	0,5333	0,5625	0,4375	0,4706	0,6154	0,1
B	0,4706	0,4706	0,4667	0,4375	0,5625	0,5294	0,3846	0,1
Σ	1	1	1	1	1	1	1	0,2
								0,15
								0,05
								0,2
								0,2
						Σ		1

Fuente: Propia

Elaborado: Héctor García N.

En la **Tabla 3.13** se muestra los resultados obtenidos para el sistema estructural.

Tabla 3.13 Resultados obtenidos para el sistema estructural.

A	0,536
B	0,464

Fuente: Propia

Elaborado: Héctor García N.

De la tabla 3.13 se concluye que la alternativa A, es la seleccionada para este sistema.

3.4 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

Partiendo del análisis realizado mediante la ponderación de cada sistema con sus respectivas alternativas, se concluye que, el transportador estará constituido por los siguientes sistemas principales:

Sistema estructural.- para este sistema se ha escogido la alternativa de una estructura soldada, ya que presenta mayor facilidad para construir, rigidez, facilidad de montaje, el mantenimiento es mínimo.

Sistema de transmisión de potencia.- la alternativa escogida para este sistema es mediante bandas y poleas, puesto que, este permite un adecuado control del avance de la cinta, se requiere menos tiempo de mantenimiento, evita pérdidas de potencia y aumenta la seguridad al momento de operar el transportador. Todas son condiciones a las que el transportador está sometido.

Sistema de control.- la alternativa de control óptima es la que se realiza de forma semiautomática, debido a que esta presenta menor costo, el cual es un factor predominante.

3.5 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Una vez que se construya el sistema de transporte continuo, se debe realizar una serie de pruebas que verifiquen su funcionamiento. Estas pruebas se detallan en un protocolo de pruebas que verifica los siguientes aspectos:

- Control de dimensiones
- Pruebas de funcionamiento en Vacío
- Prueba de funcionamiento con carga
- Capacidad
- Velocidad de avance
- Inspección visual de juntas soldadas

3.5.1 DIMENSIONES GENERALES

Tomar las mediciones necesarias en el prototipo construido para comparar con las dimensiones del sistema de transporte diseñado.

3.5.2 PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO EN VACÍO

En esta prueba consiste en verificar que todos los sistemas constitutivos del prototipo funcionen de manera adecuada sin estar sometidos a carga.

3.5.3 PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO CON CARGA

Esta prueba tiene por objetivo comprobar que los sistemas funcionen de manera óptima y adecuada bajo condiciones extremas de trabajo, es decir, se irá incrementando la materia prima a transportar hasta su capacidad máxima.

3.5.4 CAPACIDAD DE TRANSPORTE.

Esta prueba es aquella que se realiza para verificar la capacidad máxima para la cual fue diseñado el sistema de transporte, se basa en la cantidad de kilogramos de materia prima que se hayan transportado en un tiempo determinado.

3.5.5 VELOCIDAD DE AVANCE

Esta prueba es aquella en la cual poniendo en marcha el sistema de transporte, se verifica que la velocidad de la cinta no varíe hasta conseguir la capacidad máxima de transporte.

En la **Tabla 3.14**, se muestra el formato del protocolo de pruebas.

Tabla 3.14. Formato del protocolo de pruebas.

PROTOCOLO DE PRUEBAS				
SISTEMA DE TRANSPORTE				
EMPRESA		N. VERIFICADOR		
FECHA		NUMERO DE HOJA	1/2	
PRUEBAS A REALIZARSE				
COMPROBACIÓN DE DIMENSIONES GENERALES				
Dimensión comprobar ^a	Diseño	Prototipo	Aceptación	
			Si	No
Largo Total(mm)				
Ancho Total(mm)				
Altura Total(mm)				
PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO EN VACÍO.				
Funcionamiento Tiempo (min)	Tipo de sistema	Optimo	Pésimo	
5	Estructural			
	Transm. de Potencia			
	Control			
15	Estructural			
	Transm. de Potencia			
	Control			
30	Estructural			
	Transm. de Potencia			
	Control			

Fuente: Propia

Elaborado: Héctor García N.

PROTOCOLO DE PRUEBAS			
SISTEMA DE TRANSPORTE			
EMPRESA		N. VERIFICADOR	
FECHA		NÚMERO DE HOJA	2/2
PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO CON CARGA			
Funcionamiento Cantidad (kg)	Tipo de sistema	Optimo	Pésimo
200	Estructural		
	Transm. de Potencia		
	Control		
400	Estructural		
	Transm. de Potencia		
	Control		
600	Estructural		
	Transm. de Potencia		
	Control		
CAPACIDAD DE TRANSPORTE			
Tiempo (min)	Kilogramos	Cumple	No Cumple
5	50		
15	150		
30	300		
45	450		
60	600		
Notas:			

Fuente: Propia

Elaborado: Héctor García N.

CAPÍTULO IV

DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL SISTEMA DE TRANSPORTE

4.1 DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD LINEAL DE LA BANDA TRANSPORTADORA.

Consideraciones:

En el Capítulo II se establecieron los parámetros funcionales del transportador bajo los cuales se establece que cada ciclo de transporte se lo debe realizar en un tiempo de 20 segundos. Además de los parámetros de diseño se establece que la distancia de transporte es de 10m.

Parámetros de diseño.

Distancia de transporte 10 metros.

Tiempo de cada ciclo de transporte 20 segundos.

Partiendo de lo antes mencionado se procede a determinar la velocidad lineal de la banda, utilizando la siguiente expresión:

$$Velocidad = \frac{espacio [m]}{tiempo [s]}$$

(4.1)

Remplazando los valores en la ecuación 4.1 se tiene:

$$Velocidad = \frac{10 [m]}{20 [s]} = 0.5 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Por lo tanto la velocidad lineal de la cinta transportadora es de 0.5 m/s

4.2 DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD ANGULAR.

Utilizando el manual de Kauman referente a bandas transportadoras, aconseja que para un ancho de banda de 800mm, se utilice un diámetro de tambor motriz comprendido entre (89mm – 108mm). **ANEXO II.**

Se escoge un diámetro del tambor motriz de 95mm.

En la **Figura 4.1** se muestra un esquema del tambor motriz y sus dimensiones.

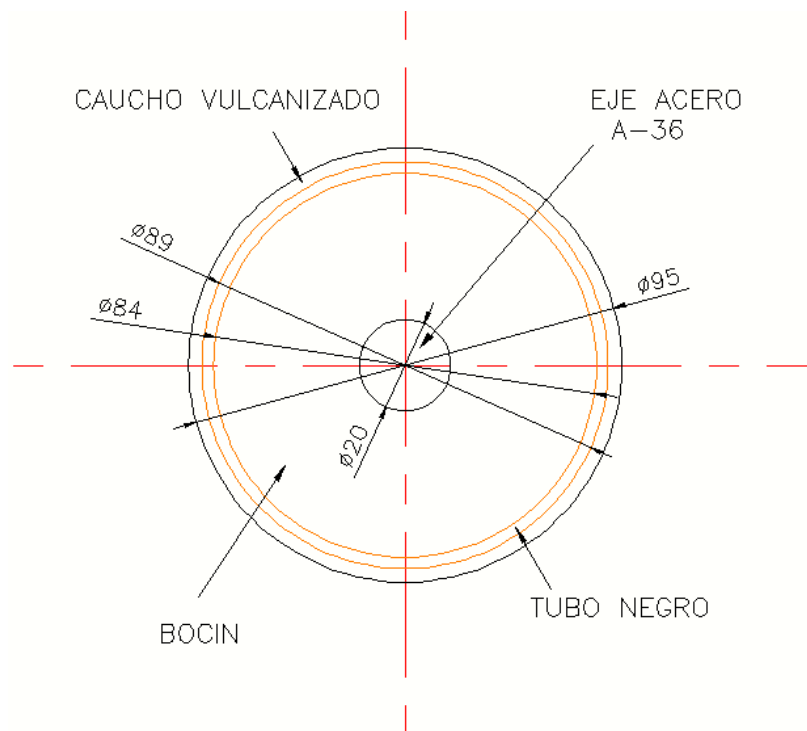


Figura 4.1. Esquema del tambor motriz

Para la determinación de la velocidad angular se parte de de la velocidad lineal y del diámetro del tambor motriz.

$$\omega = 0.5 \left[\frac{m}{s} \right] \times \frac{1 \text{ revolución}}{2 \times \pi \times 0.0475m} \times \frac{60 s}{1 \text{ min}} = 100.52 \text{ rpm}$$

Se considera una velocidad en el tambor motriz de 100 rpm.

Como la velocidad angular calculada para el tambor motriz es muy pequeña y en el mercado no se encuentran motores que entreguen esa velocidad de salida se necesita un reductor de velocidad.

4.3 DISEÑO DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD

El reductor de velocidad es el encargado de disminuir el número de revoluciones (1800 rpm) entregadas por el motor, hasta el valor determinado en el numeral 4.2 (100 rpm), es decir que la relación de reducción es de 18.

El reductor de velocidades debe cumplir con las siguientes características.

- Velocidad angular de entrada 1800 rpm
- Velocidad angular de salida 100 rpm
- Relación de reducción 18

Del Capítulo III se determinó que el sistema de transmisión de potencia se realiza por medio de poleas y bandas; en vista de que la relación de reducción es muy grande (18) y sabiendo que los fabricantes de bandas recomiendan una relación máxima de reducción de 5 a 1 por etapa³, con lo cual se garantiza una buena transmisión, se determina que el reductor consta de dos etapas. En la primera etapa la relación de reducción es de 4 y en la segunda etapa la relación es de 4.5 con lo cual se obtiene una reducción de 18 a 1, que es lo que se necesita.

³ Rivadeneira, Vivero; Diseño y Construcción de un Sistema Automático Bobinador, Contador y Cortador De Tela y Polipropileno; Tesis FIM; 1997; Pág. 39.

Para determinar el valor de las revoluciones de salida en cada etapa se aplica la siguiente ecuación:

$$n_{ent} = n_{sal} \times r_r \quad (4.2)$$

Donde:

n_{sal} = número de revoluciones de salida

n_{ent} = número de revoluciones de entrada

r_r = relación de reducción

Primera etapa:

Para la primera etapa se tiene los siguientes datos:

$n_{ent} = 1800$ rpm

$r_r = 4$

Remplazando en la ecuación (4.2) se tiene:

$n_{sal} = 450$ rpm.

Segunda etapa:

Para la segunda etapa se tiene los siguientes datos.

$n_{ent} = 450$ rpm

$r_r = 4.5$

Remplazando en la ecuación (4.2) se tiene:

$n_{sal} = 100$ rpm.

En la **figura 4.2** se muestra esquemáticamente el reductor de velocidades que va a ser diseñado:

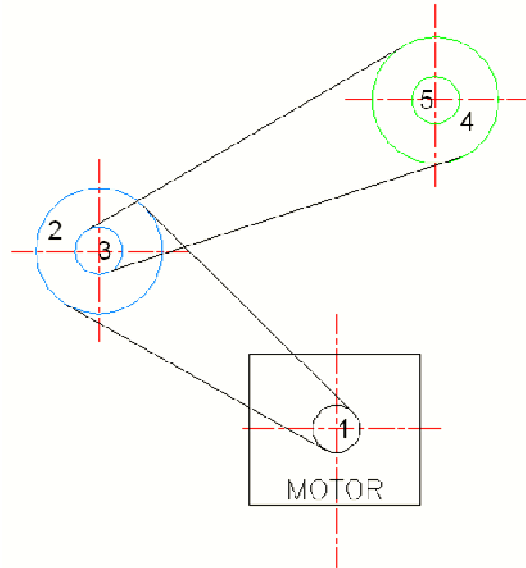


Fig. 4.2 Esquema del reductor de velocidades

4.3.1 DETERMINACIÓN DE LOS DIÁMETROS DE LAS POLEAS:

Para determinar los diámetros de las poleas, así como el número de revoluciones se emplea la siguiente expresión:

— —

(4.3)⁴

Donde:

d_1 = diámetro de la polea conductora

d_2 = diámetro de la polea conducida

n_1 = velocidad de entrada

n_2 = velocidad de salida

r_t = relación de transmisión

⁴ JÜTZ, Herman, Prontuario de Metales, Reverté S.A, 3ª Edición, Pg. 82.

4.3.1.1 DIÁMETROS DE LAS POLEAS 2 Y 3.

Para determinar el diámetro de la polea 2 se tiene los siguientes datos:

$$d_1 = 6.35 \text{ cm} \quad [2.5 \text{ in}]$$

$$n_1 = 1800 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 450 \text{ rpm}$$

Remplazando los datos en la ecuación (4.3), se obtiene.

$$d_2 = 25.4 \text{ cm} \quad [10 \text{ in}]$$

El diámetro de la polea 3 se lo escoge en base a las necesidades de reducción de velocidad por lo tanto:

$$d_3 = 6.35 \text{ cm} \quad [2.5 \text{ in}]$$

$$n_3 = n_2 = 450 \text{ rpm}$$

4.3.1.2 DIÁMETROS DE LAS POLEAS 4 Y 5.

Para determinar el diámetro de la polea 2 se tiene los siguientes datos:

$$d_3 = 6.35 \text{ cm} \quad [2.5 \text{ in}]$$

$$n_3 = 450 \text{ rpm}$$

$$n_4 = 100 \text{ rpm}$$

Remplazando los datos en la ecuación (4.3), se obtiene.

$$d_4 = 28 \text{ cm} \quad [11 \text{ in}]$$

El diámetro de la polea 5 debe ser de igual valor que el diámetro de la polea del tambor motriz; asegurando que se transmita la velocidad de 100 rpm al tambor, por lo tanto se escoge:

$$d_5 = 6.35 \text{ cm} \quad [2.5 \text{ in}]$$

$$n_5 = n_4 = 100 \text{ rpm}$$

4.3.2 CÁLCULO DE LAS TENSIONES QUE ACTÚAN SOBRE LAS POLEAS

Las tensiones en las bandas se las determina considerando el esquema de la figura 4.3, en el cual se observa el ángulo de abrazamiento o contacto de la banda y las tensiones que actúan sobre las poleas.

T_1 = tensión en el lado ajustado de la banda

T_2 = tensión en el lado flojo de la banda

θ_L = ángulo de contacto entra la polea mayor (conducida) y la banda.

θ_S = ángulo de contacto entra la polea menor (conductora) y la banda.

$T = Mm$ = torque o momento transmitido por el motor

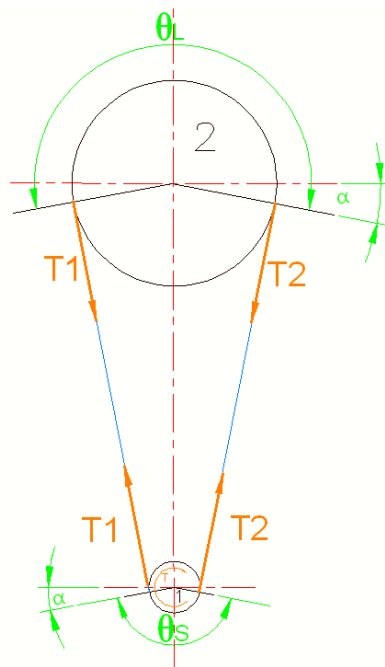


Figura 4.3. Tensiones en las poleas

4.3.2.1 TENSIONES TRANSMITIDAS POR LA BANDA SOBRE LA POLEA 2.

En la figura 4.4 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la polea 1 y de la polea 2:

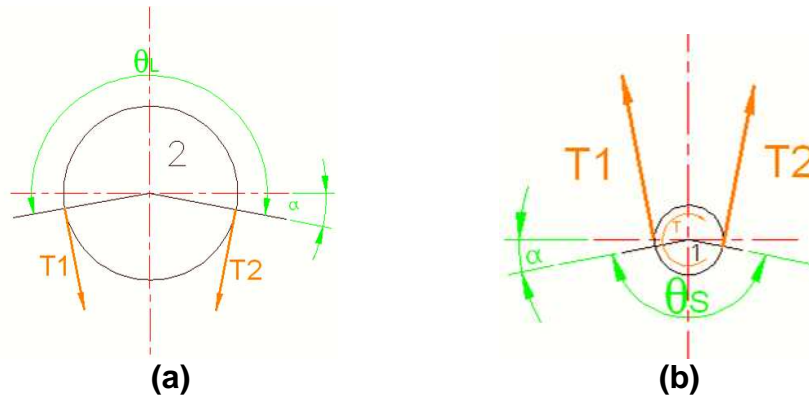


Figura 4.4 Diagrama de cuerpo libre a) Polea 2, b) Polea 1

Radios de las poleas.

$$r_{p1} = 3.175 \text{ cm}$$

$$r_{p2} = 12.7 \text{ cm}$$

Planteando la sumatoria de momentos en el centro del eje de la polea 1 se tiene:

—
(4.4)

Considerando la potencia del motor 0.5 Hp, y considerando 100% de la transmisión de potencia del motor hacia la polea 1 se tiene:

—————
(4.5)⁵

⁵ FAIRES; Diseño de Elementos de Máquinas; Montaner y Simón; Pg. 22.

Donde:

H = potencia del motor [Hp]

n = rpm del motor

$$Mm = \frac{22500 \times 0.5}{1800 \times \pi} = 19.89 [kg \cdot cm] \times \frac{9.8}{100}$$

$$Mm = 2 N \cdot m \quad (4.6)$$

Remplazando (4.6) en (4.4) se tiene:

$$T_2 - T_1 = \frac{2}{0.03175} = 63N$$

$$(4.7)$$

La relación de tensiones debido al rozamiento entre bandas y poleas, está dada por:

$$\frac{T_2}{T_1} = e^{f\theta}$$

$$(4.8)^6$$

Donde:

f = coeficiente por fricción = 0.55

θ = ángulo de contacto de la banda con la polea

El ángulo de contacto entre las poleas y la banda se determina con las siguientes formulas

$$\theta_s = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right)$$

$$(4.9)^7$$

⁶ SHIGLEY, Manual de Diseño Mecánico, McGraw-Hill, Cuarta Edición, pg. 802

⁷ SHIGLEY, Manual de Diseño Mecánico, McGraw-Hill, Cuarta Edición, pg. 801

$$\theta_L = \pi + 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D-d}{2C}\right)$$

(4.10)⁸

Donde:

D = diámetro de la polea mayor

d = diámetro de la polea menor

C = distancia entre ejes

Para calcular el valor de C se establece un criterio bajo el cual la distancia entre ejes cuando se utiliza bandas en V, no debe ser mayor que tres veces la suma de los diámetros de las poleas, ni menor que el diámetro de la polea mas grande⁹.

Por tanto la distancia entre ejes para el juego de poleas 1 y 2, se calcula bajo la fórmula:

$$C = 2(D + d)$$

$$C = 2(25.4 + 6.35) = 47.63[cm]$$

Se escoge $C = 50[cm]$

Reemplazando f y C en las ecuaciones (4.9) y (4.10) se obtiene:

$$\theta_S = \pi - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{25.4 - 6.35}{2 \times 50}\right)$$

$$\theta_S = 2.76 \text{ rad} = 158^\circ$$

y

⁸ SHIGLEY, Manual de Diseño Mecánico, McGraw-Hill, Cuarta Edición, pg. 801

⁹ SHIGLEY, Manual de Diseño Mecánico, McGraw-Hill, Cuarta Edición, pg. 809

$$\theta_L = \pi + 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{25.4 - 6.35}{2 \times 50}\right)$$

$$\theta_L = 3.52 \text{ rad} = 202^\circ$$

El ángulo (α) se obtiene de la siguiente manera:

$$\alpha = \frac{(180^\circ - \theta_S)}{2} = \frac{(\theta_L - 180^\circ)}{2} \quad (4.11)$$

$$\alpha = \frac{(180^\circ - 158^\circ)}{2} = 11^\circ$$

De la ecuación (4.8) se obtiene:

$$\frac{T_2}{T_1} = e^{0.55 \times 2.76} = 4.56 \quad (4.12)$$

Remplazando (4.12) en (4.7) se tiene:

$$4.56T_1 - T_1 = 63[N]$$

Por lo tanto:

$$T_1 = 17.69[N]$$

$$T_2 = 80.69[N]$$

Se obtiene las resultantes de las tensiones que actúan sobre los ejes positivos Y y Z para la polea 2.

En la figura 4.5 se muestra las tensiones resultantes que actúan sobre los ejes Y y Z.

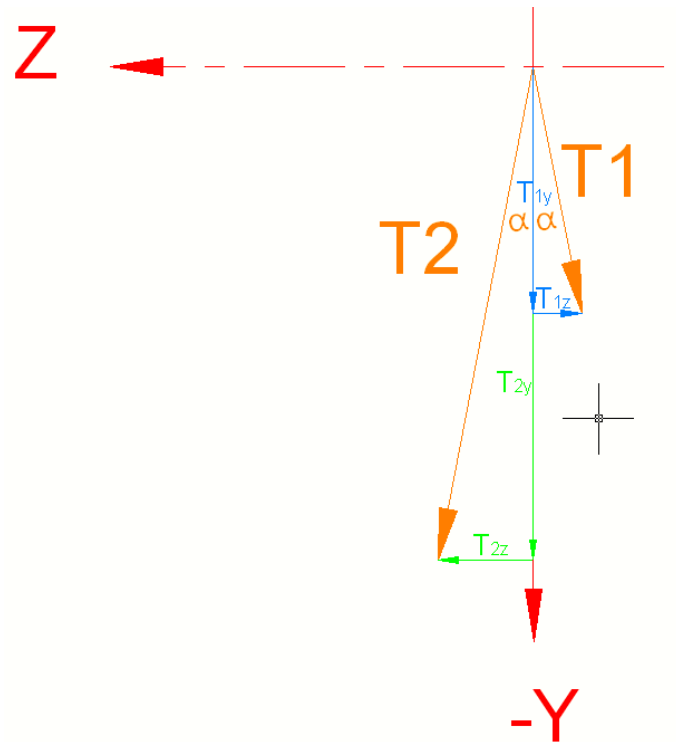


Figura 4.5 Tensiones resultantes sobre los ejes Y, Z

De la figura 4.5 se obtiene:

Tensión resultante en el eje Y (negativo), para la polea 2.

Tensión resultante en el eje Z (positivo), para la polea 2.

4.3.2.2 TENSIONES TRANSMITIDAS POR LA BANDA SOBRE LA POLEA 3.

En la figura 4.6 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la polea 3 y de la polea 4:

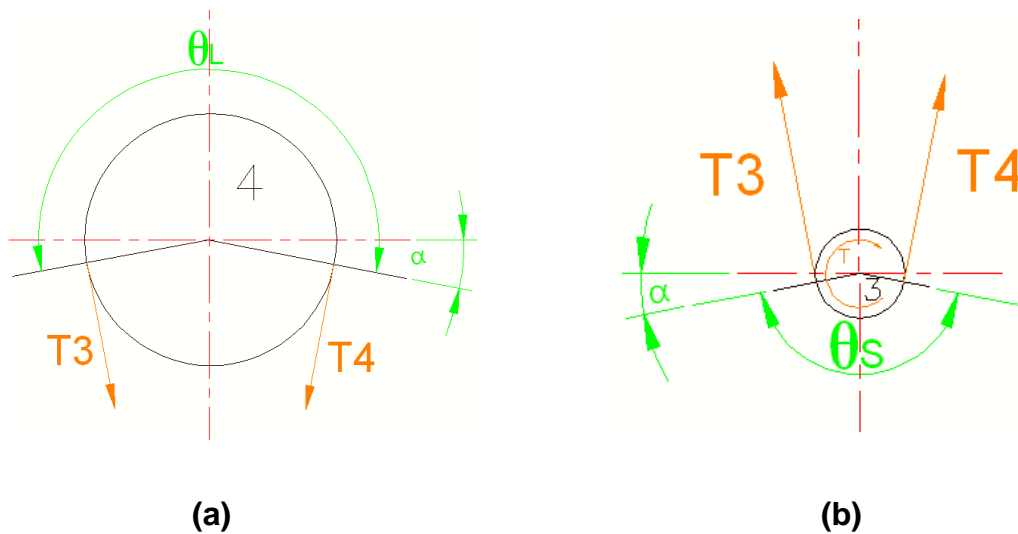


Figura 4.6 Diagrama de cuerpo libre a) Polea 4, b) Polea 3

Radios de las poleas.

$$R_{p3} = 3.175 \text{ cm}$$

$$R_{p4} = 14 \text{ cm}$$

Considerando un 10% de pérdida de potencia entre el motor y el eje que soporta la polea 3 y la polea 2, se determina el torque en la polea 3 utilizando la ecuación (4.5)

$$H_p = 0.45 H_p$$

$$n = 450 \text{ rpm}$$

Remplazando los datos y realizando la transformación de unidades correspondiente se obtiene:

$$T = 7.01 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.13)$$

Utilizando la ecuación (4.4) se obtiene:

$$T_4 - T_3 = \frac{T}{rp_3} = \frac{7.01}{0.03175} = 220.79 \text{ N} \quad (4.14)$$

La relación de tensiones debido al rozamiento entre bandas y poleas, está dada por:

$$\frac{T_4}{T_3} = e^{f\theta} \quad (4.15)$$

Se encuentra la distancia entre los ejes para el juego de poleas 3 y 4, mediante la fórmula:

$$C = 1.75(D + d)$$

$$C = 1.75(28 + 6.35) = 60.11 [\text{cm}]$$

Se escoge.

$$C = 60 [\text{cm}] \quad (4.16)$$

Remplazando las (4.16) en (4.9) y (4.10) se obtiene:

$$\theta_s = \pi - 2 \text{sen}^{-1} \left(\frac{28 - 6.35}{2 \times 60} \right)$$

$$\theta_S = 2.78 \text{ rad} = 159.28^\circ$$

y

$$\theta_L = \pi + 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{28 - 6.35}{2 \times 60}\right)$$

$$\theta_L = 3.50 \text{ rad} = 200.53^\circ$$

Utilizando (4.11) se obtiene

$$\alpha = \frac{(180^\circ - 159.28)}{2} = 10.39^\circ$$

Aplicando la ecuación (4.15), con $f = 0.55$ y utilizando θ_S se obtiene:

$$\frac{T_4}{T_3} = e^{0.55 \times 2.78} = 4.61$$

(4.17)

Remplazando (4.17) en (4.14) se obtiene:

$$4.61T_3 - T_3 = 220.79[N]$$

Por lo tanto.

$$T_3 = 61.16[N]$$

$$T_4 = 281.95[N]$$

Se obtiene las resultantes de las tensiones que actúan sobre los ejes positivos Y y Z para la polea 3.

En la figura 4.7 se muestra las tensiones resultantes que actúan sobre los ejes Y y Z.

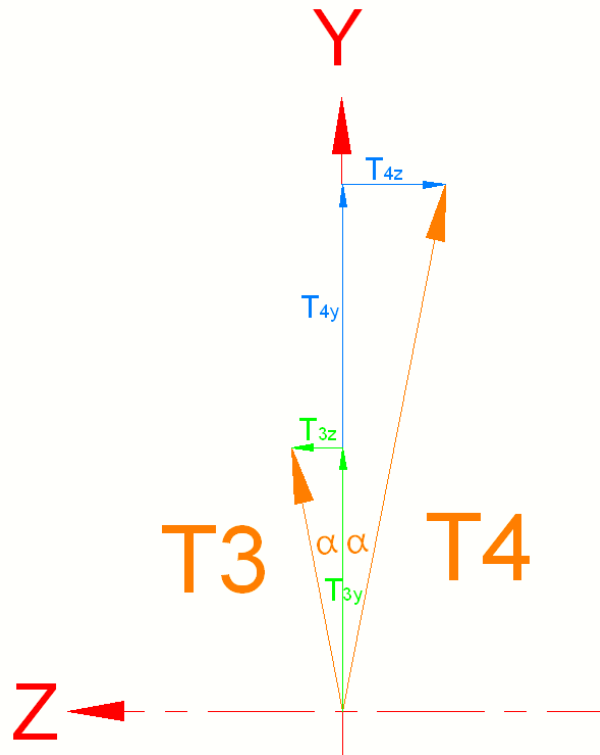


Figura 4.7 Tensiones resultantes sobre los ejes Y, Z

De la figura 4.7 se obtiene:

Tensión resultante en el eje Y (positivo), para la polea 3.

Tensión resultante en el eje Z (negativo), para la polea 3.

4.3.2.3 TENSIONES TRANSMITIDAS POR LA BANDA SOBRE LA POLEA 5.

Para determinar las tensiones transmitidas por la banda sobre la polea 5 conviene hacer un diagrama de las tensiones que actúan sobre el juego de poleas 5 y 6. Figura 4.8.

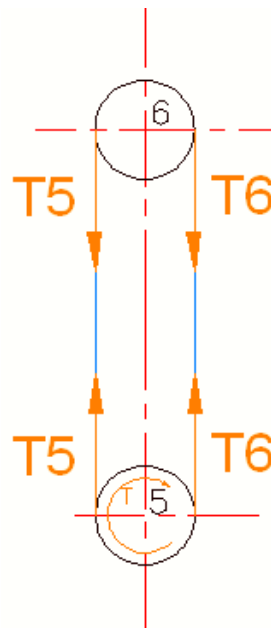


Figura 4.8 tensiones sobre las poleas 5 y 6

Radios de las poleas.

$$R_{p3} = 3.175 \text{ cm}$$

$$R_{p4} = 3.175 \text{ cm}$$

Considerando un 20% de pérdida de potencia entre el motor y el eje que soporta la polea 4 y la polea 5, se determina el torque en la polea 5 utilizando la ecuación (4.5)

$$H_p = 0.40H_p$$

$$n = 100 \text{ rpm}$$

Remplazando los datos y realizando la transformación de unidades correspondiente se obtiene:

$$T = 28.07 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.18)$$

Utilizando la ecuación (4.4) se obtiene:

$$T_6 - T_5 = \frac{T}{rp_5} = \frac{28.07}{0.03175} = 884.09 \text{ N} \quad (4.19)$$

La relación de tensiones debido al rozamiento entre bandas y poleas, está dada por:

$$\frac{T_6}{T_5} = e^{f\theta} \quad (4.20)$$

Se encuentra la distancia entre los ejes para el juego de poleas 5y 6, mediante la fórmula:

$$C = 1.5(D + d)$$

$$C = 1.5(6.35 + 6.35) = 19.05[\text{cm}]$$

Se escoge $C = 19[\text{cm}]$

El ángulo de abrazamiento de la banda con las poleas es $\theta = 3.14 = 180^\circ$.

Aplicando la ecuación (4.15), con $f = 0.55$ y utilizando $\theta = 180^\circ$ se obtiene:

$$\frac{T_6}{T_5} = e^{0.55 \times 3.14} = 5.63$$

(4.21)

Remplazando (4.21) en (4.19) se obtiene:

$$5.63T_5 - T_5 = 884.09[N]$$

Por lo tanto.

$$T_5 = 190.95[N]$$

$$T_6 = 1075.05[N]$$

4.4 PESOS DE LAS POLEAS

Tabla 4.1 Pesos de las Poleas

		POLEA 1	POLEA 2	POLEA 3	POLEA 4	POLEA 5	POLEA 6
Peso	[kg]	0.5	0.68	0.5	0.79	0.5	0.5
	[N]	4.9	6.66	4.9	7.74	4.9	4.9

Fuente: Propia (estudio de campo)

Elaborado: Héctor García

4.5 POSICIONAMIENTO DE LOS EJES

En la figura 4.9 se observa el posicionamiento de los ejes que forman el reductor de velocidad.

Donde:

Eje 1, es el que soporta a las poleas 2 y 3.

Eje 2, es el que soporta a las poleas 4 y 5.

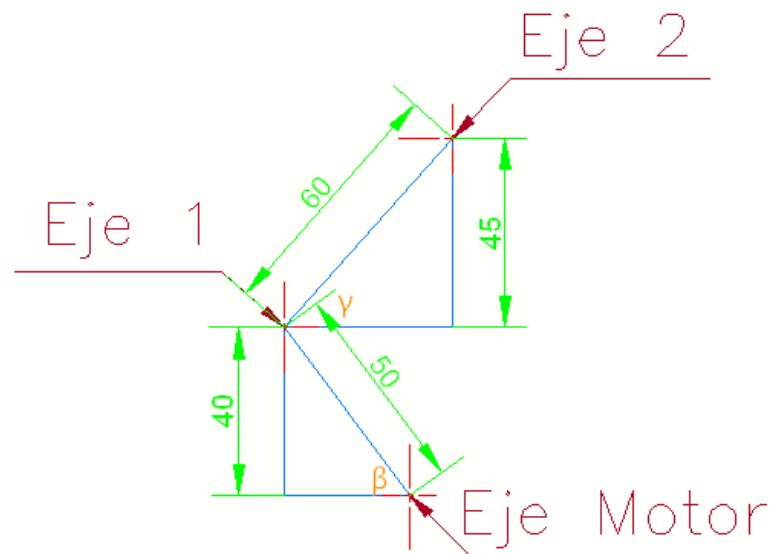


Figura 4.9 Posición de ejes del reductor

De la figura 4.9 se obtiene los ángulos (γ) y (β) que son aquellos con los que actúan las tensiones resultantes de las poleas, sobre los ejes.

$$\gamma = 48.59^\circ$$

$$\beta = 53.13^\circ$$

4.6 DISEÑO DE EJES DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD

4.6.1 DISEÑO DEL EJE 1

Este eje consta de dos poleas, una motriz que recibe el movimiento de la polea que se encuentra acoplada al eje del motor y otra transmisora que va a transmitir el movimiento al eje 2, el eje se encuentra apoyado sobre dos rodamientos en sus extremos.

4.6.1.1 GEOMETRÍA DEL EJE 1

En la figura 4.10 se muestra la geometría del Eje 1.

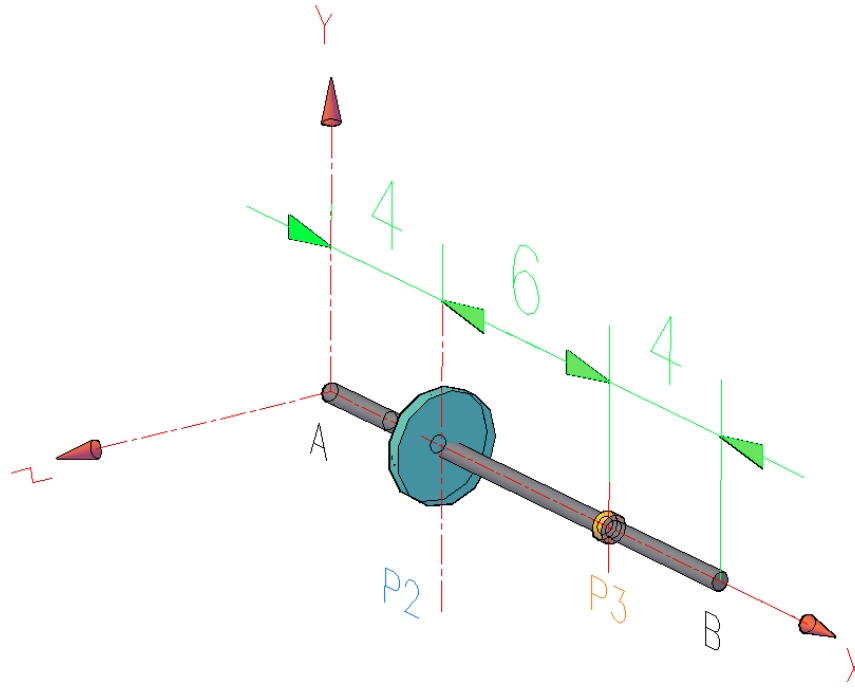


Figura 4.10 Geometría Eje 1

4.6.1.2 FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL EJE 1

De la figura 4.9 se puede notar que el Eje 1 se encuentra a una inclinación de $\beta = 53.13^\circ$, por lo que las tensiones resultantes de la polea 2 actúan bajo este ángulo; así también las tensiones resultantes en la polea 3 actúan con un ángulo $\gamma = 48.59^\circ$ correspondiente a la inclinación del eje 2 respecto al eje 1.

La figura 4.11 muestra las resultantes de las tensiones en las poleas.

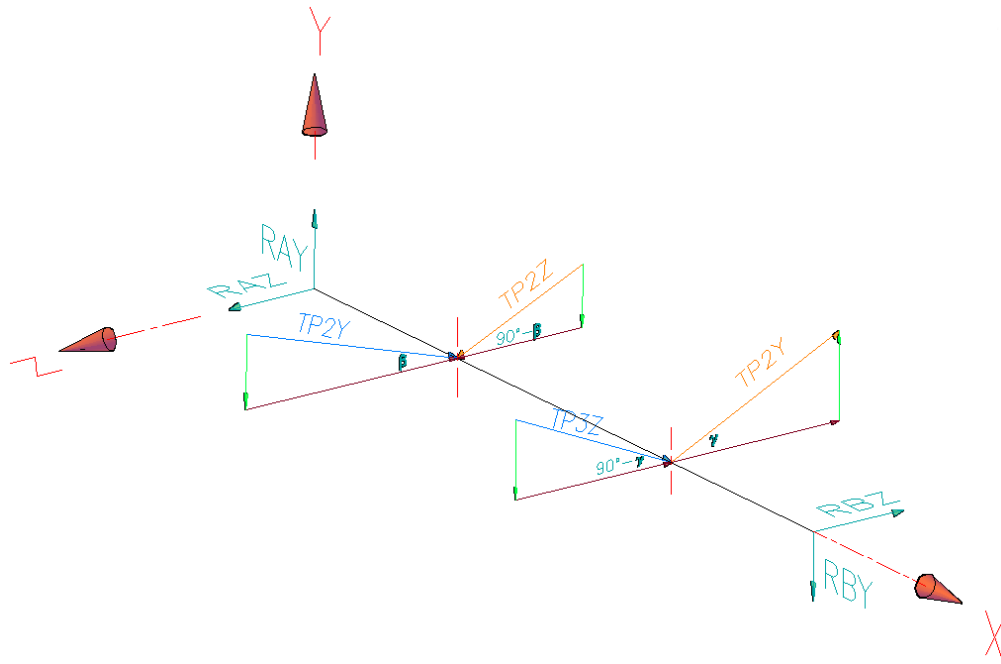


Figura 4.11 Resultantes de las tensiones en las poleas

Donde:

$T_{P_{2Y}}$ = Tensión transmitida por la banda sobre la polea 2 en el eje Y.

$T_{P_{2Z}}$ = Tensión transmitida por la banda sobre la polea 2 en el eje Z.

De la figura 4.11 se obtiene:

Para la polea 2.

$$P_{2Y} = [-T_{P_{2Y}} \cdot \text{sen}\beta - T_{P_{2Z}} \cdot \text{sen}(90 - \beta)] - P_{P_2}$$

$$P_{2Y} = [-96.57 \cdot \text{sen}(53.13) - 12 \cdot \text{sen}(90 - 53.13)][N] - 6.66[N]$$

$$P_{2Y} = -91.11[N]$$

$$P_{2Z} = [T_{P_{2Z}} \cdot \text{cos}(90 - \beta) - T_{P_{2Y}} \cdot \text{cos}(\beta)]$$

$$P_{2Z} = [12 \cdot \text{cos}(90 - 53.13) - 96.57 \cdot \text{cos}(53.13)][N]$$

$$P_{2Z} = -48.34[N]$$

Para la polea 3.

$$P_{3Y} = [-TP_{3Z} \cdot \text{sen}(90 - \gamma) + TP_{3Y} \cdot \text{sen}(\gamma)] - P_{P3}$$

$$P_{3Y} = [-39.81 \cdot \text{sen}(90 - 48.59) + 337.49 \cdot \text{sen}(48.59)][N] + 4.9[N]$$

$$P_{3Y} = 221.88[N]$$

$$P_{3Z} = [-TP_{3Z} \cdot \text{cos}(90 - \gamma) - TP_{3Y} \cdot \text{cos}(\gamma)]$$

$$P_{3Z} = [-39.81 \cdot \text{cos}(90 - 48.59) - 337.49 \cdot \text{cos}(48.59)][N]$$

$$P_{3Z} = -253.09[N]$$

4.6.1.3 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EJE 1

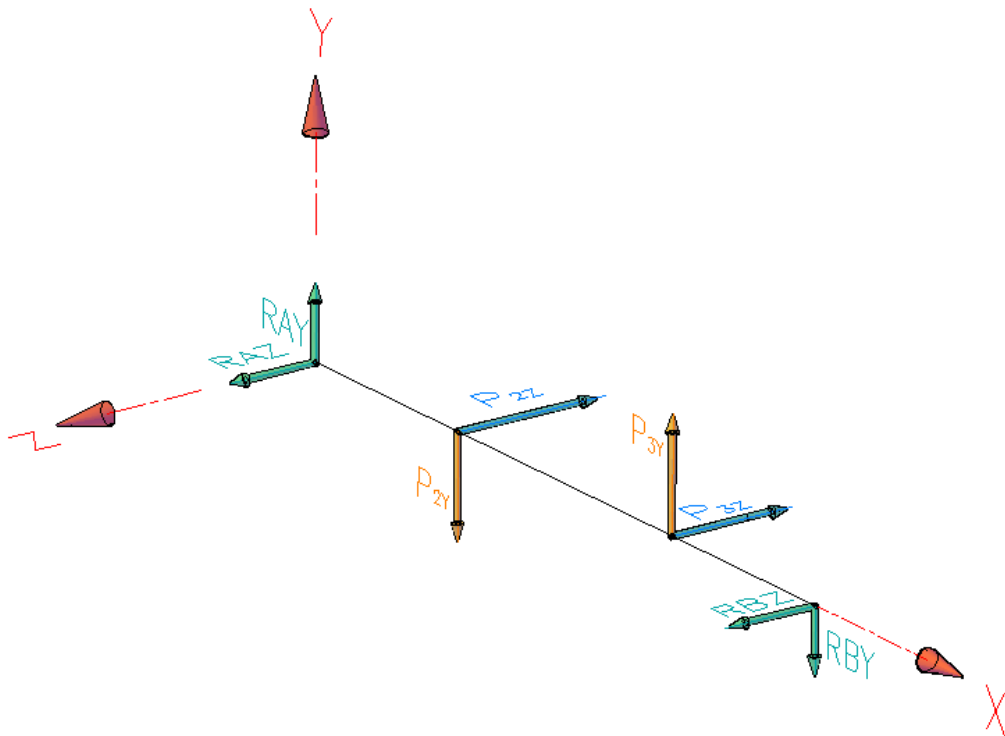


Figura 4.12 Diagrama de cuerpo libre Eje 1.

Donde:

R_A = Carga sobre el rodamiento A

T = Torque transmitido por el motor

P_{2Y} = Resultante de la tensión mas el peso de la polea 2 en el eje Y.

P_{2Z} = Resultante de la tensión de la polea 2 en el eje Z.

P_{3Y} = Resultante de la tensión mas el peso de la polea 3 en el eje Y

P_{3Z} = Resultante de la tensión de la polea 3 en el eje Z

R_B = Carga sobre el rodamiento B

Utilizando el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.12 se obtienen las reacciones en A y en B de la siguiente manera:

4.6.1.3.1 REACCIONES EN LOS RODAMIENTOS A Y B EN EL PLANO X-Y

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{AY} - R_{BY} + P_{3Y} - P_{2Y} = 0$$

$$R_{AY} - R_{BY} + 221.88 - 91.11 = 0$$

$$R_{AY} - R_{BY} = -130.77[N]$$

$$\sum M_B = 0 \quad \text{Considerando positivo en s.c.r.}$$

$$P_{2Y} \cdot 10cm = R_{AY} \cdot 14cm + P_{3Y} \cdot 4cm$$

$$91.11 \cdot 10 = R_{AY} \cdot 14 + 221.88 \cdot 4$$

$$R_{AY} = 1.68 [N]$$

$$R_{BY} = 132.45[N]$$

4.6.1.3.2 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO X-Y

Para realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje 1 en el plano X-Y se utiliza el método analítico de secciones¹⁰, partiendo del diagrama de cuerpo libre de la figura 4.13.

¹⁰ MERIAM, J.L.; Estática; Segunda Edición; Págs. 168-172

Consideraciones.

Las dimensiones se encuentran en centímetros, además, M, N y O representan las secciones donde se va a cortar el eje para analizar la fuerza cortante y el momento flector.

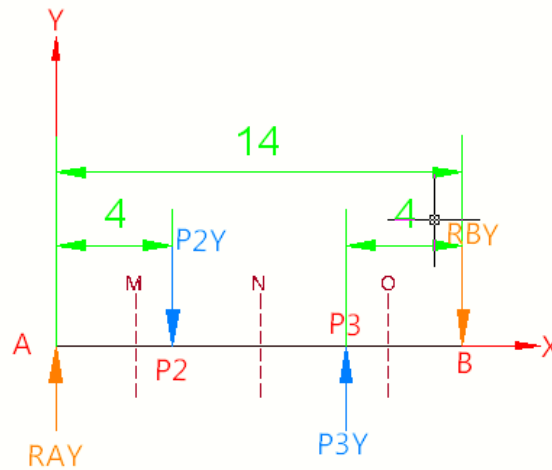
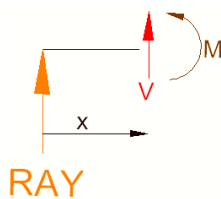
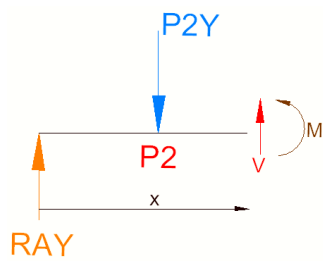


Figura 4.13 Diagrama de cuerpo libre del eje 1 – Plano X-Y

Sección M.

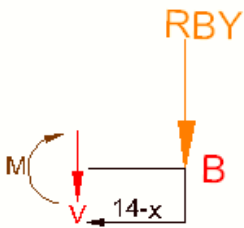


Considerando positivo en s.c.r.

Sección N.

$$P_{2Y} = 91.11 \text{ [N]}$$

Considerando positivo en s.c.r.

Sección O.

Considerando positivo en s.c.r.

4.6.1.3.3 REACCIONES EN LOS RODAMIENTOS A Y B EN EL PLANO X-Z

De la figura 4.12 se obtiene:

Considerando positivo en s.c.r.

4.6.1.3.4 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO X-Z

Para realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje 1 en el plano X-Z se sigue el procedimiento ejecutado para el plano X-Y, tomando en cuenta las mismas consideraciones.

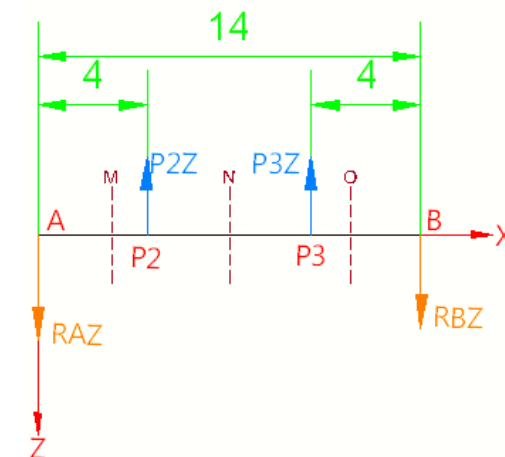
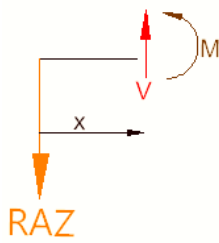
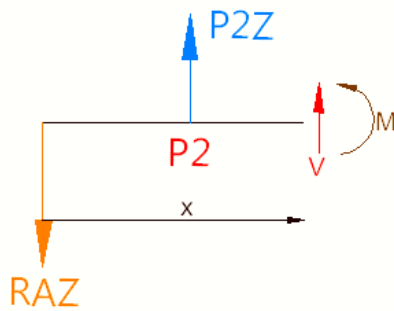


Figura 4.14 Diagrama de cuerpo libre del eje 1 – Plano X-Z

Sección M.

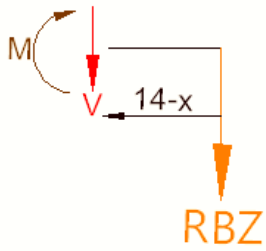
Considerando positivo en s.c.r.

Sección N.

$$P_{2Z} = 48.34 \text{ [N]} \quad (\text{eje } -Z)$$

Considerando positivo en s.c.r.

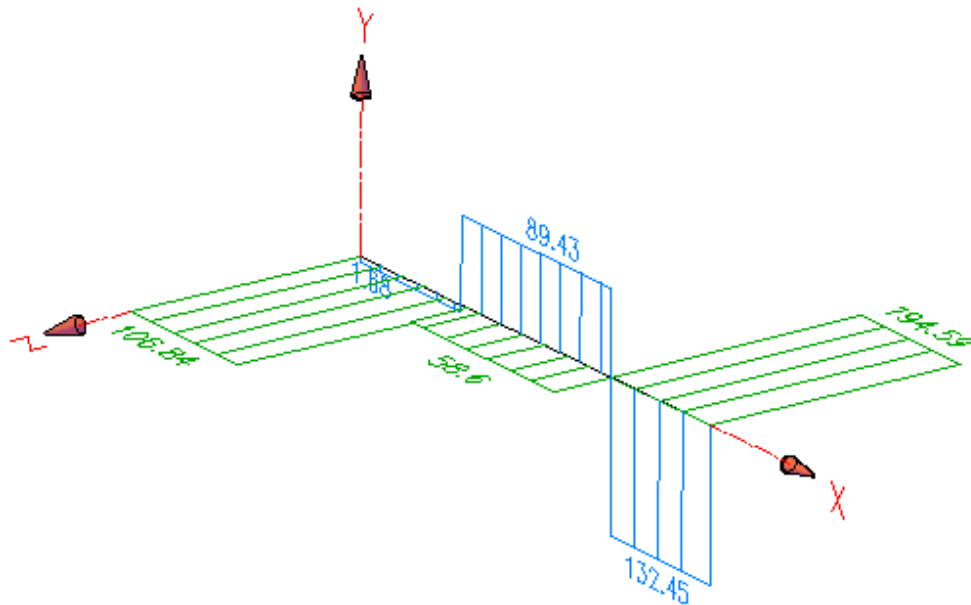
Sección O.



Considerando positivo en s.c.r.

En la figura 4.15 se muestran los gráficos de fuerza cortante y momento flector para el eje 1.

Fuerza Cortante



Momento Flector

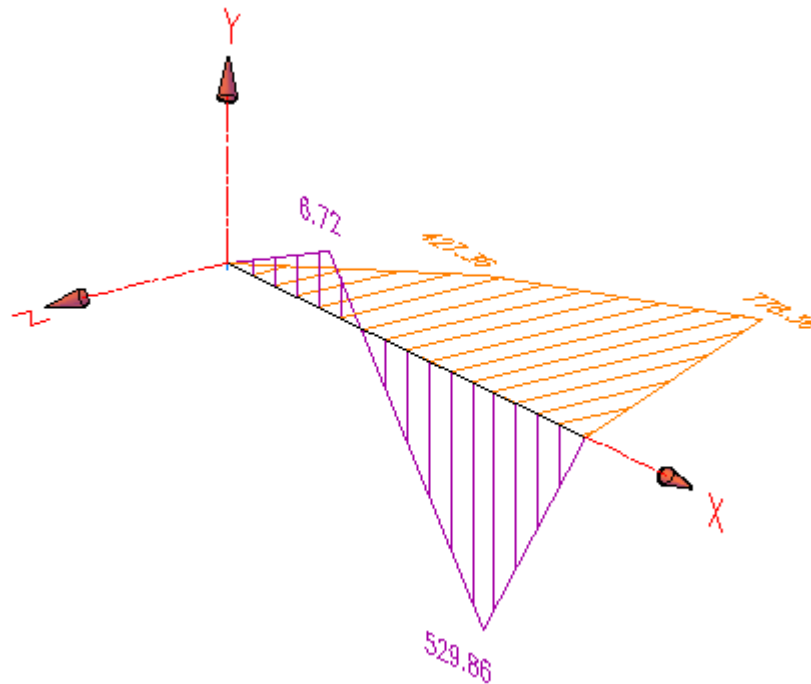


Figura 4.15 Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje 1.

De los gráficos se determina que el momento máximo, se soporta en la sección correspondiente a la polea 3 con un valor de:

$$M_{\max} = 778.36 \text{ [N-cm]}$$

Momento torsor [T].

El momento torsor que se aplica en el eje 1 es aquel transferido desde el motor, para calcularlo se realiza una sumatoria de momentos en la polea 1, y se obtiene:

$$T = M_m = (T_2 - T_1) \times r_{p1}$$

$$T = (79.21 - 1.36)[N] \times 3.175[cm]$$

$$T = 196.37[N - cm]$$

4.6.1.4 PROPIEDADES DEL MATERIAL DE LOS EJES

Se utilizara un acero SAE-1020 el cual se lo encuentra con facilidad en el mercado local, tiene aplicaciones en tuercas, pernos, piezas de máquinas pequeñas, ejes para motores, transmisión de potencia, etc, además por su bajo costo y sus propiedades.

Las características mecánicas de este acero son:

Tabla 4.2 Propiedades del material de los ejes

ACERO SAE-1020	S _Y			S _{UT}		
	MPa	N/cm ²	Kpsi	MPa	N/cm ²	Kpsi
	390	39000	57	470	47000	68

Fuente: Diseño en Ingeniería; Shigley Joseph.

Elaborado: Héctor García

4.6.1.5 VERIFICACIÓN DEL MATERIAL BASE DEL EJE 1

Para el diseño del eje se parte del cálculo del diámetro mínimo del mismo. Aplicando la Teoría de la Energía de Distorsión, entonces:

$$d_{min} = \left[\frac{32n}{\pi \cdot S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad (4.22)$$

Donde:

n = factor de seguridad = 2

M = momento flector máximo = 778.36 [N-cm]

T = M_m = momento torsor = 196.37 [N-cm]

S_y = 39000 [N/cm²]

Remplazando los datos en la ecuación (4.22) se tiene.

$$d_{min} = \left[\frac{32 \times 2}{\pi \cdot 39000} (778.36^2 + 196.37^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d_{min} = 0.75 \text{ cm}$$

Este es el valor del diámetro mínimo, y sobre el cual se basara el diseño del eje 1.

El eje está sometido a flexión alternante y torsión continua por tanto se tiene:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 \times 778.36}{\pi \times 0.75^3}$$

$$\sigma_x = 18793.03 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

(4.23)

$$\tau_{XZ} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 \times 196.37}{\pi \times 0.75^3}$$

$$\tau_{XZ} = 2370.62 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

(4.24)

4.6.1.6 DISEÑO ESTÁTICO

Se obtiene los esfuerzos principales normales, que constituyen la base para el diseño estático, de la siguiente manera:

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{XZ}^2}$$

(4.25)

$$\sigma_{A,B} = \frac{18793.03}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{18793.03}{2}\right)^2 + 2370.62^2}$$

$$\sigma_A = \sigma_1 = 19087.5 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_B = \sigma_3 = -294.43 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

$$\tau_P = \tau_1 = \frac{16}{\pi d^3} \times \sqrt{M^2 + T^2}$$

(4.26)

$$\tau_P = \tau_1 = \frac{16}{\pi \times 0.75^3} \times \sqrt{778.36^2 + 196.37^2}$$

$$\tau_P = \tau_1 = 9690.94 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

Aplicando la Teoría de la Energía de la Distorsión.

$$S_A = \frac{S_y}{\sqrt{1 + \frac{\sigma_3}{\sigma_1} + \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_1}\right)^2}}$$

(4.27)

$$S_A = \frac{39000}{\sqrt{1 + \frac{294.43}{19087.5} + \left(\frac{294.43}{19087.5}\right)^2}}$$

$$S_A = 38698.1 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

Factor de seguridad.

$$n = \frac{S_A}{\sigma_1} = \frac{38698.1}{19087.5}$$

(4.28)

$$n = 2.03$$

Como $n > 2$ no falla estáticamente.

4.6.1.7 DISEÑO DINÁMICO

Se considera la sección de la polea 3 como la crítica ya que soporta el máximo momento, además se debe considerar una ranura para asegurar la polea, y se parte de una suposición del diámetro del eje de 20 mm y el diámetro de la ranura de 4 mm.

$$S_e = S'_e \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \quad (4.29)^{11}$$

$$S'_e = 0.5S_{ut} \quad (4.30)$$

Donde:

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S'_e = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria = 23500 [N/cm²]

K_a = factor de superficie = 0.70

K_b = factor de tamaño = 1

K_c = factor de confiabilidad = 0.897 considerando un 90% de confiabilidad del elemento.

K_d = factor de temperatura = 1

K_e = factor de modificación de por concentración del esfuerzo = 0.56

K_f = factor de esfuerzos diversos = 1

¹¹ SHIGLEY, Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Cuarta Edición; Capítulo 7.

$$k_e = k_{ef} \cdot k_{et}$$

$$k_{ef} = \frac{1}{k_f} = \frac{1}{1 + q(k_t - 1)}$$

$$\frac{d}{D} = \frac{4}{20} = 0.2$$

De la figura A.26-11 y 7-18 del Manual de Diseño Mecánico de Shigley se tiene:

$$k_t = 2.02$$

$$q = 0.78$$

$$k_{ef} = 0.56; k_{et} = 1$$

$$k_e = 0.56$$

Remplazando los datos en la ecuación (4.30) se tiene:

$$S_e = 8263.16 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

Se calcula los esfuerzos.

$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi d^3}$$

(4.31)

$$\sigma_a = \frac{7928.31}{d^3}$$

$$\sigma_m = \frac{\sqrt{3}T}{d^3} \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

(4.32)

$$\sigma_m = \frac{340.12}{d^3} \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

Según el criterio de Goodman, la siguiente expresión permite calcular el diámetro.

$$\frac{\sigma_a \times FS}{S_e} + \frac{\sigma_m \times FS}{S_{ut}} = 1$$

Se considera un FS = 2

$$\frac{7928.31 \times 2}{d^3 \times 8263.16} + \frac{340.12 \times 2}{d^3 \times 47000} = 1$$

$$d = 1.24[cm]$$

De los resultados obtenidos tanto estáticamente como a fatiga se escoge un diámetro del eje 1 de 20mm, de esta manera se garantiza que no falle.

4.6.2 DISEÑO DEL EJE 2

Este eje consta de dos poleas, una motriz que recibe el movimiento de la polea numero dos acoplada en el eje 1 y otra transmisora que va a transmitir el movimiento al eje del tambor motriz, el eje se encuentra apoyado sobre dos rodamientos en sus extremos.

4.6.2.1 GEOMETRÍA DEL EJE 2

En la figura 4.16 se muestra la geometría del Eje 2.

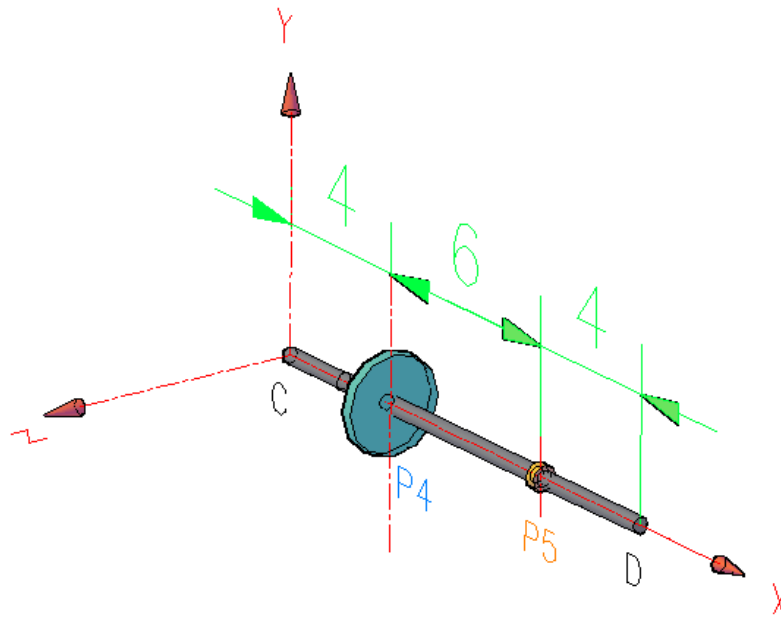


Figura 4.16 Geometría Eje 2

4.6.2.2 FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL EJE 2

De la figura 4.9 se puede notar que las tensiones resultantes en el eje 2 provenientes de la polea conductora (polea 3) actúan con un ángulo $\gamma = 48.59^\circ$, así también se determina que las tensiones en la polea 5 son perpendiculares ya que el eje del tambor motriz no se encuentra inclinado con relación al eje 2.

La figura 4.17 muestra las resultantes de las tensiones en las poleas.

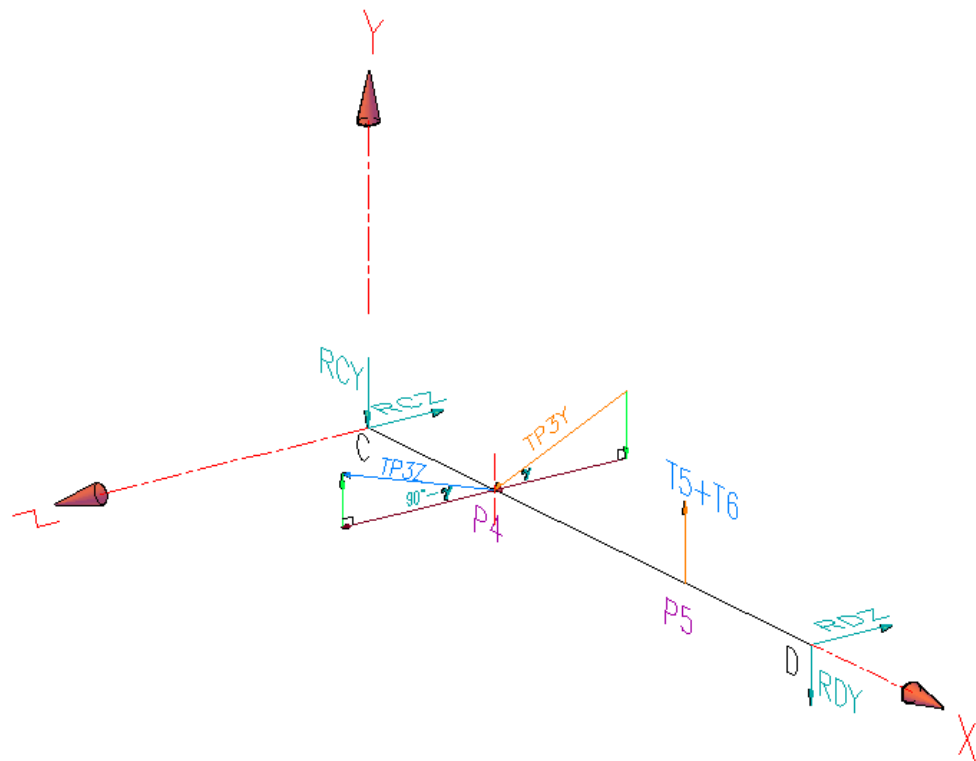


Figura 4.17 Resultantes de las tensiones en las poleas

Donde:

$T_{P4Y} = T_{P3Y}$ = Tensión transmitida por la banda sobre la polea 4 en el eje Y.

$T_{P4Z} = T_{P3Z}$ = Tensión transmitida por la banda sobre la polea 4 en el eje Z.

Para la polea 4

$$P_{4Y} = -P_{3Y} - P_{P4}$$

Donde P_{P4} es el peso de la polea 4

$$P_{4Y} = -221.88 - 7.74 = -229.62[N]$$

$$P_{4Z} = 253.09[N]$$

Para la polea 5.

Las tensiones que actúan sobre la polea 5 son:

$$T_5 = 190.95[N]$$

$$T_6 = 1075.05[N]$$

$$P_{5Y} = T_5 + T_6$$

$$P_{5Y} = 190.95 + 1075.05 = 1266[N]$$

4.6.2.3 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EJE 2

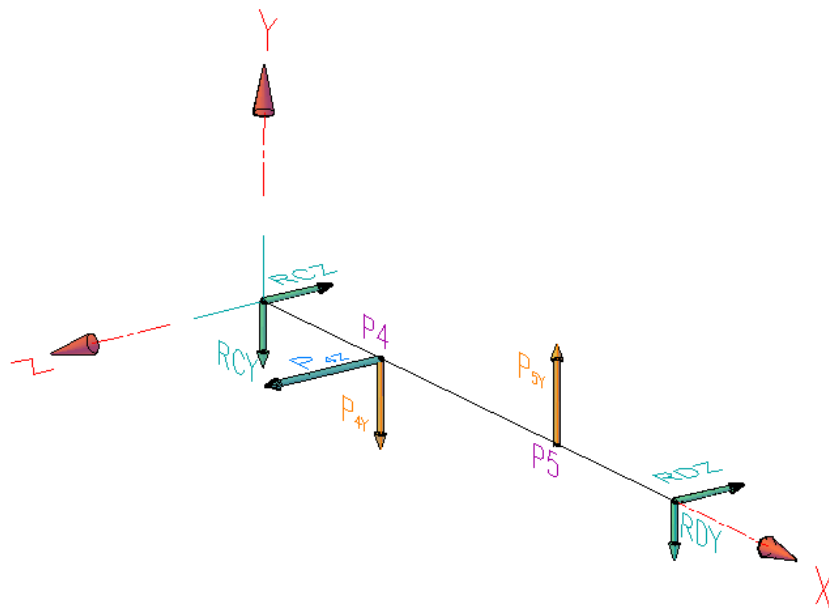


Figura 4.18 Diagrama de cuerpo libre Eje 2.

Donde:

R_C = Carga sobre el rodamiento C

T = Torque transmitido por el eje 1.

$P_{4Y} = - P_{3Y}$ = Resultante de la tensión mas el peso de la polea 4 en el eje Y

$P_{4Z} = - P_{3Z}$ = Resultante de la tensión de la polea 4 en el eje Z

P_{5Y} = Resultante de la tensión menos el peso de la polea 5 en el eje Y.

R_D = Carga sobre el rodamiento D

Utilizando el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.18 se obtienen las reacciones en C y en D de la siguiente manera:

4.6.2.3.1 REACCIONES EN LOS RODAMIENTOS C Y D EN EL PLANO X-Y

$$\sum F_Y = 0$$

$$-R_{CY} - R_{DY} + P_{5Y} - P_{4Y} = 0$$

$$-R_{CY} - R_{DY} + 1266 - 229.62 = 0$$

$$R_{CY} + R_{DY} = 1036.38[N]$$

$$\sum M_C = 0 \quad \text{Considerando positivo en s.c.r.}$$

$$P_{5Y} \cdot 10cm = R_{DY} \cdot 14cm + P_{4Y} \cdot 4cm$$

$$1266 \cdot 10 = R_{DY} \cdot 14 + 229.62 \cdot 4$$

$$R_{DY} = 838.68 [N]$$

$$R_{CY} = 197.7[N]$$

4.6.2.3.2 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO X-Y

Para realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje 2 en el plano X-Y se utiliza el método analítico de secciones, partiendo del diagrama de cuerpo libre de la figura 4.19.

Consideraciones.

Las dimensiones se encuentran en centímetros, además, M, N y O representan las secciones donde se va a cortar el eje para analizar la fuerza cortante y el momento flector.

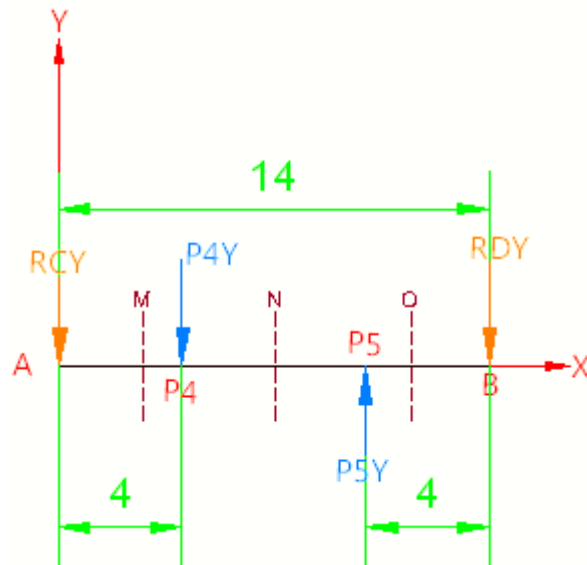
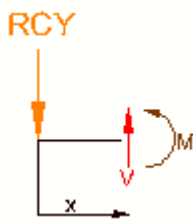


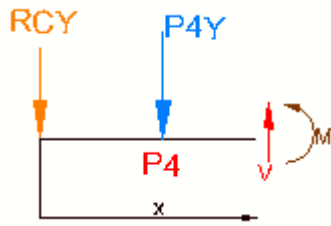
Figura 4.19 Diagrama de cuerpo libre del eje 2 – Plano X-Y

Sección M.



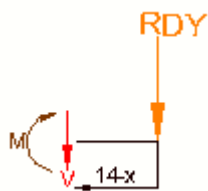
Considerando positivo en s.c.r.

Sección N.



Considerando positivo en s.c.r.

Sección O.



Considerando positivo en s.c.r.

4.6.2.3.3 REACCIONES EN LOS RODAMIENTOS C Y D EN EL PLANO X-Z

De la figura 4.18 se obtiene:

Considerando positivo en s.c.r.

4.6.2.3.4 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO X-Z

Para realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje 2 en el plano X-Z se sigue el procedimiento ejecutado para el plano X-Y, tomando en cuenta las mismas consideraciones.

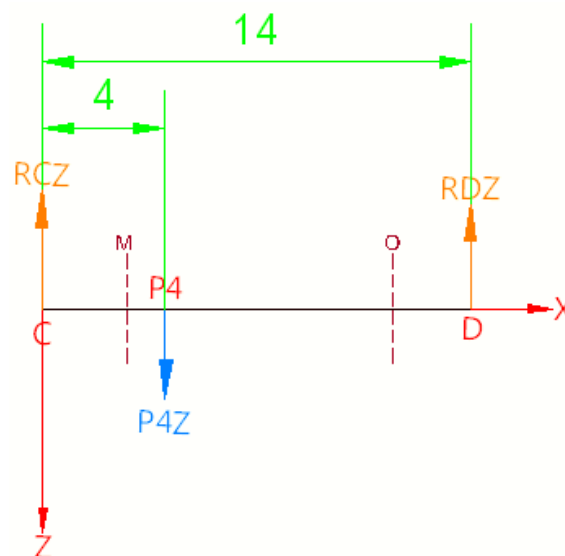
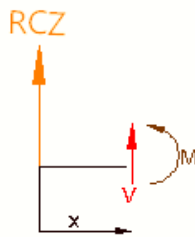
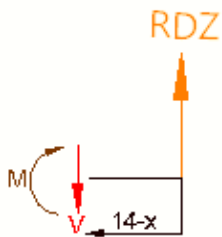


Figura 4.20 Diagrama de cuerpo libre del eje 2 – Plano X-Z

Sección M.

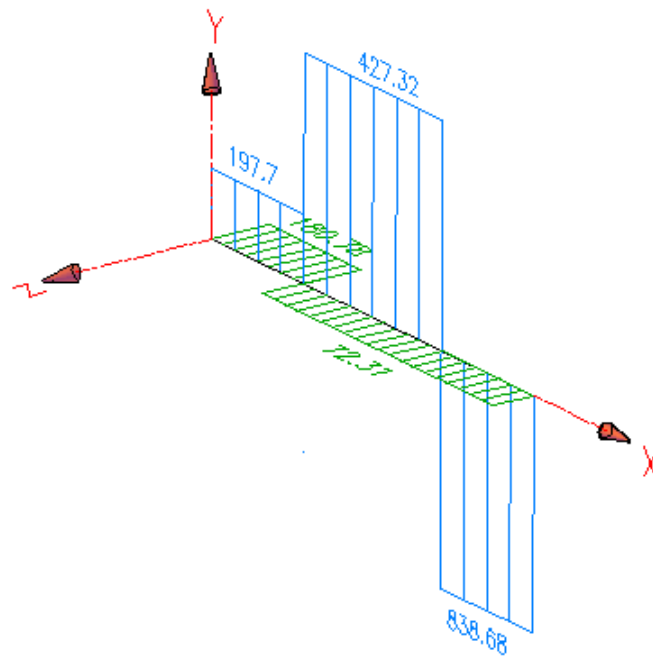
Considerando positivo en s.c.r.

Sección O.

Considerando positivo en s.c.r.

En la figura 4.21 se muestran los gráficos de fuerza cortante y momento flector para el eje 2.

Fuerza cortante



Momento flector

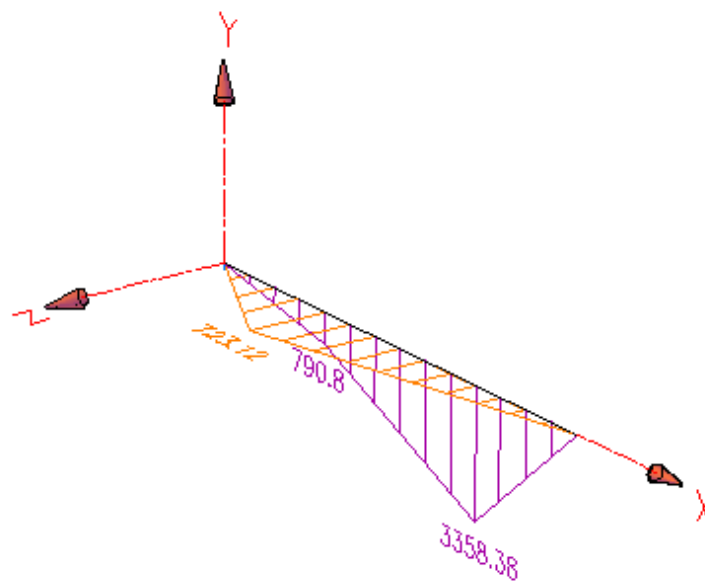


Figura 4.21 Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje 2.

De los gráficos se determina que el momento máximo, se soporta en la sección correspondiente a la polea 5 con un valor de.

$$M_{\max} = 3358.38 \text{ [N-cm]}$$

Momento torsor [T].

El momento torsor que se aplica en el eje 2 es aquel transferido desde el eje 1, para calcularlo se realiza una sumatoria de momentos en la polea 4, y se obtiene:

$$\begin{aligned} T &= M_m = (T_4 - T_3) \times r_{P4} \\ T &= (277.33 - 60.16)[N] \times 14[cm] \\ T &= 3040.38[N - cm] \end{aligned}$$

4.6.2.4 VERIFICACIÓN DEL MATERIAL BASE DEL EJE 2

Se calcula el diámetro mínimo necesario para el eje 2, utilizando la ecuación (4.22).

Donde:

n = factor de seguridad = 2

M = momento flector máximo = 3358.38 [N-cm]

$T = M_m$ = momento torsor = 3040.38 [N-cm]

$S_y = 39000$ [N/cm²]

Reemplazando los datos en la ecuación (4.22) se tiene:

$$\begin{aligned} d_{\min} &= \left[\frac{32 \times 2}{\pi \cdot 39000} (3358.38^2 + 3040.38^2)^{1/2} \right]^{1/3} \\ d_{\min} &= 1.33 \text{ cm} \end{aligned}$$

Este es el valor del diámetro mínimo, y sobre el cual se basara el diseño del eje 2.

El eje está sometido a flexión alternante y torsión continua por tanto; Utilizando la ecuación (4.23) y (4.24) se obtiene:

$$\sigma_x = 14540.35 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

$$\tau_{XZ} = 6581.78 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

4.6.2.5 DISEÑO ESTÁTICO

Se obtiene los esfuerzos principales normales, que constituyen la base para el diseño estático, de la siguiente manera:

Utilizando la ecuación (4.25) se tiene:

$$\sigma_A = \sigma_1 = 17077.1 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_B = \sigma_3 = -2536.72 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

Utilizando la ecuación (4.26) se tiene

$$\tau_P = \tau_1 = 9806.9 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

Aplicando la Teoría de la Energía de la Distorsión, con la ecuación (4.27) se tiene

$$S_A = 36046.1 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

Factor de seguridad.

$$n = \frac{S_A}{\sigma_1} = \frac{36046.1}{17077.1}$$

$$n = 2.11$$

Como $n > 2$ no falla estáticamente.

4.6.2.6 DISEÑO DINÁMICO

Se considera la sección de la polea 5 como la crítica ya que soporta el máximo momento, además se debe considerar una ranura para asegurar la polea, y se parte de una suposición del diámetro del eje de 20 mm y el diámetro de la ranura de 4 mm.

Utilizando la ecuación (4.29):

Donde:

$$K_a = 0.70$$

$$K_b = 1$$

$$K_c = 0.897 \text{ considerando un 90\% de confiabilidad del elemento.}$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 0.56$$

$$K_f = 1$$

Reemplazando los datos en la ecuación (4.29) se tiene:

$$S_e = 18565 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

Se calcula los esfuerzos

Para el cálculo de los esfuerzos se toma en cuenta las ecuaciones (4.31) y (4.32), de estas ecuaciones se obtiene:

$$\sigma_a = \frac{34206.14}{d^3} \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_m = \frac{5266.09}{d^3} \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

Según el criterio de Goodman, la siguiente expresión permite calcular el diámetro.

$$\frac{\sigma_a \times FS}{S_e} + \frac{\sigma_m \times FS}{S_{ut}} = 1$$

Se considera un $FS = 2$

$$d = 1.56[cm]$$

De los resultados obtenidos tanto estáticamente como a fatiga se escoge un diámetro del eje 2 de 20mm, de esta manera se garantiza que no falle.

4.7 DISEÑO DEL EJE DEL TAMBOR MOTRIZ

Este eje consta de una polea motriz (polea 6), que recibe el movimiento de la polea 5 ubicada en el eje 2, el eje se encuentra apoyado sobre dos rodamientos en sus extremos.

4.7.1 GEOMETRÍA DEL EJE

En la figura 4.22 se muestra la geometría del eje del tambor motriz.

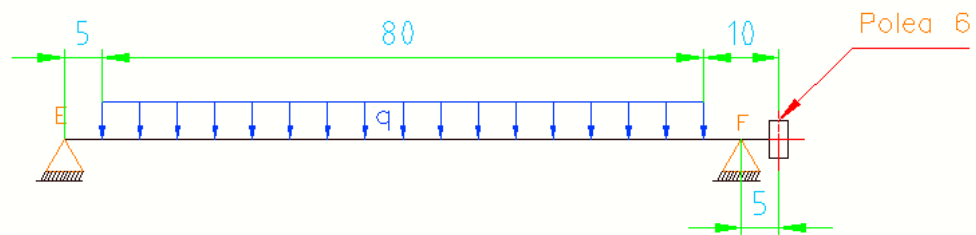


Figura 4.22 Geometría del eje del tambor motriz

4.7.2 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE DEL TAMBOR MOTRIZ.

En la figura 4.23 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje del tambor motriz.

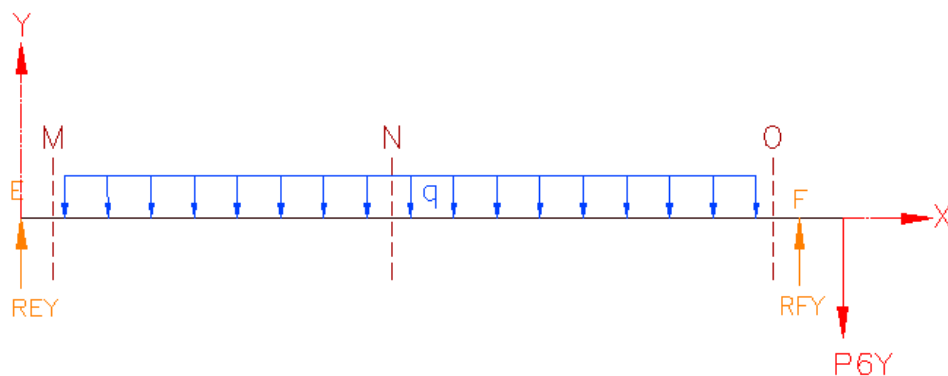


Figura 4.23 Diagrama de cuerpo libre del eje

Donde:

R_{EY} = carga sobre el rodamiento E

R_{FY} = carga sobre el rodamiento F

q = carga concentrada debido al peso de la banda y el peso de los paquetes a transportar.

P_{6Y} = resultante de la carga en la polea 6

4.7.3 CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN EL EJE

Para el cálculo las dimensiones del eje se consideran en metros.

La carga $P_{6Y} = P_{5Y} = 1266 \text{ [N]}$

Carga q .

$$q = W_{paquetes} + W_{banda} \quad (4.33)$$

$$q = 50 \frac{kg}{m} + 5 \frac{kg}{m}$$

$$q = 55 \left[\frac{kg}{m} \right] = 539 \left[\frac{N}{m} \right]$$

De la figura 4.23 se tiene:

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{EY} + R_{FY} = q \cdot l + P_{6Y}$$

$$R_{EY} + R_{FY} = 539 \cdot 0.8 + 1266 = 1697.2 \text{ [N]}$$

(4.34)

$$\sum M_E = 0 \quad \text{Considerando positivo en s.c.r.}$$

$$R_{FY} \times 0.90 = q \times l \times 0.45 + P_{6Y} \times 0.95$$

$$R_{FY} \times 0.90 = 539 \times 0.8 \times 0.45 + 1266 \times 0.95$$

$$R_{FY} = 1551.93 \text{ [N]} \quad \text{Reemplazando en (4.34)}$$

$$R_{EY} = 145.27 \text{ [N]}$$

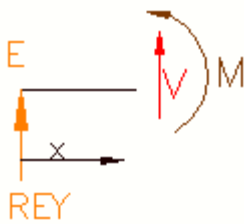
4.7.4 FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR.

Consideraciones.

Las dimensiones se encuentran en metros, además, M, N y O representan las secciones donde se va a cortar el eje para analizar la fuerza cortante y el momento flector.

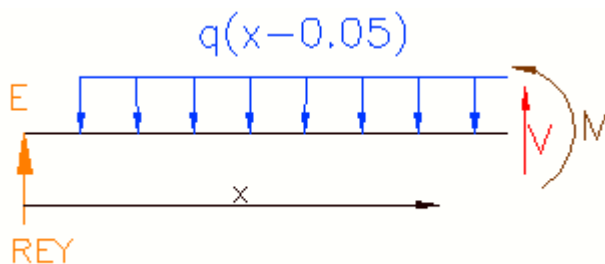
Haciendo uso de la figura 4.23 y empleando el método de las secciones se tiene:

Sección M.



Considerando positivo en s.c.r.

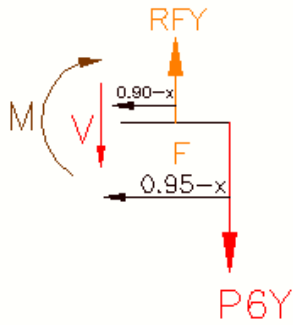
Sección N.



Considerando positivo en s.c.r.



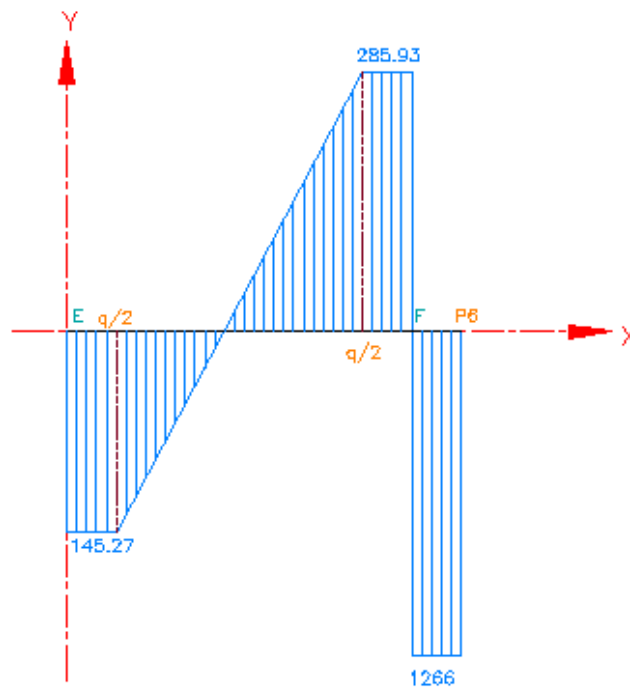
Sección O.



Considerando positivo en s.c.r.

En la figura 4.24 se muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector para el eje del tambor motriz.

Fuerza cortante.



Momento flector

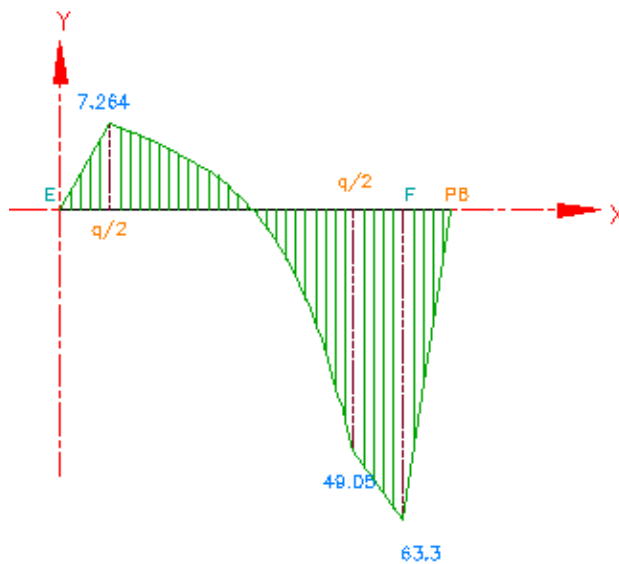


Figura 4.24 Diagramas de fuerza cortante y momento flector - Eje del tambor motriz

De la figura 4.24 se determina la sección crítica y el momento máximo que soporta el eje; estos son:

Sección crítica es F

$$M_{\max} = 63.3 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

Momento torsor.

Realizando la sumatoria de momentos en el eje de la polea 6 se tiene:

$$T = (T_6 - T_5) \cdot r_{P6} = (10075.05 - 190.95) \cdot 0.03175$$

$$T = 28.07 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

4.7.5 VERIFICACIÓN DEL MATERIAL BASE DEL EJE DEL TAMBOR MOTRIZ

Se calcula el diámetro mínimo necesario para el eje del tambor motriz, utilizando la ecuación (4.22).

Donde:

n = factor de seguridad = 2

M = momento flector máximo = 63.3 [N·m]

$T = M_m$ = momento torsor = 28.07 [N·m]

$S_y = 390 \times 10^6 \text{ [N/m}^2\text{]}$

Remplazando los datos en la ecuación (4.22) se tiene.

$$d_{\min} = \left[\frac{32 \times 2}{\pi \cdot 390 \times 10^6} (63.33^2 + 28.07^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d_{\min} = 0.015 \text{ m} = 15 \text{ mm}$$

El eje está sometido a flexión alternante y torsión continua por tanto:

Utilizando la ecuación (4.23) y (4.24) se obtiene.

$$\sigma_x = 19104.252 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

$$\tau_{xz} = 4235.832 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

4.7.5.1 DISEÑO ESTÁTICO

Se obtiene los esfuerzos principales normales utilizando la ecuación (4.25) se tiene:

$$\sigma_A = \sigma_1 = 19104.252 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_B = \sigma_3 = -897.055 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

Utilizando la ecuación (4.26) se tiene

$$\tau_p = \tau_1 = 10449.181 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

Aplicando la Teoría de la Energía de la Distorsión, con la ecuación (4.27) se tiene

$$S_A = 38117.116 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

Factor de seguridad.

$$n = \frac{S_A}{\sigma_1} = \frac{38117.116}{19104.252}$$

$$n = 2$$

Como $n = 2$ no falla estáticamente.

4.7.5.2 DISEÑO DINÁMICO

Se calcula el límite de resistencia a la fatiga utilizando la ecuación (4.29). Considerando que en la sección crítica no existen discontinuidades.

Donde:

$$K_a = 0.70$$

$$K_b = 1$$

$$K_c = 0.897 \text{ considerando un 90\% de confiabilidad del elemento.}$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

$$K_f = 1$$

Remplazando los datos en la ecuación (4.29) se tiene:

$$S_e = 14755.65 \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

Se calcula los esfuerzos.

Para el cálculo de los esfuerzos se toma en cuenta las ecuaciones (4.31) y (4.32), de estas ecuaciones se obtiene:

$$\sigma_a = \frac{64476.85}{d^3} \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_m = \frac{1547.58}{d^3} \left[\frac{N}{cm^2} \right]$$

Según el criterio de Goodman, la siguiente expresión permite calcular el diámetro.

$$\frac{\sigma_a \times FS}{S_e} + \frac{\sigma_m \times FS}{S_{ut}} = 1$$

Se considera un $FS = 2$

$$d = 1.9[cm] = 19[mm]$$

Según los requerimientos del fabricante de bandas de lona utilizadas en el transporte se aconseja un diámetro del tambor motriz (de 89 – 108 mm) respecto al ancho de la banda a ser utilizada de 800 mm), por tanto se escoge un diámetro del eje de 40mm.

4.8 DISEÑO DEL EJE DE LOS RODILLOS

El eje de los rodillos se encuentra apoyado sobre dos rodamientos en sus extremos.

4.8.1 GEOMETRÍA DEL EJE

En la figura 4.25 se muestra la geometría del eje de los rodillos.

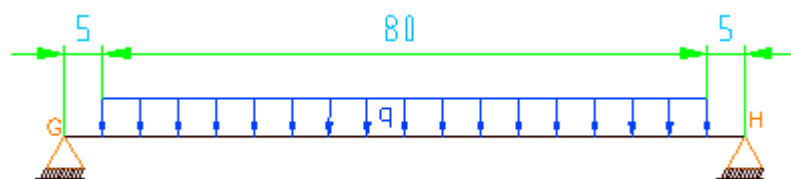


Figura 4.25 Geometría del eje de los rodillos

4.8.2 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE DE LOS RODILLOS.

En la figura 4.26 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje de los rodillos.

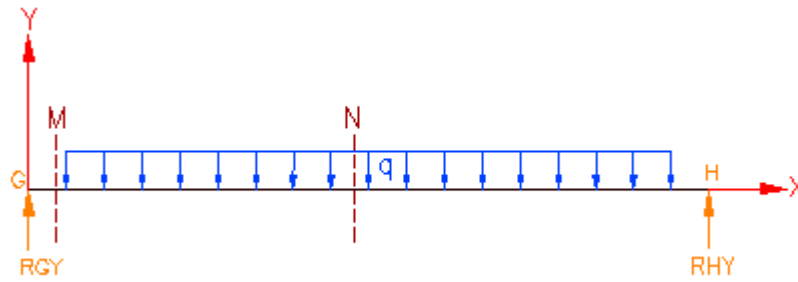


Figura 4.26 Diagrama de cuerpo libre del eje

Donde:

R_{GY} = carga sobre el rodamiento G

R_{HY} = carga sobre el rodamiento H

q = carga concentrada debido al peso de la banda y el peso de los paquetes a transportar.

4.8.3 CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN EL EJE

De la figura 4.26 se tiene:

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{GY} + R_{HY} = q \cdot l$$

$$R_{GY} + R_{HY} = 539 \cdot 0.8 = 431.2[N]$$

(4.35)

$$\sum M_G = 0 \quad \text{Considerando positivo en s.c.r.}$$

$$R_H \times 0.90 = q \times l \times 0.45$$

$$R_{HY} \times 0.90 = 539 \times 0.8 \times 0.45$$

$$R_{HY} = 215.6[N] \quad \text{Remplazando en (4.35)}$$

$$R_{GY} = 215.6[N]$$

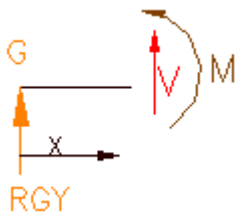
4.8.4 FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR.

Consideraciones.

Las dimensiones se encuentran en metros, además, M y N representan las secciones donde se va a cortar el eje para analizar la fuerza cortante y el momento flector.

Haciendo uso de la figura 4.26 y empleando el método de las secciones se tiene:

Sección M.



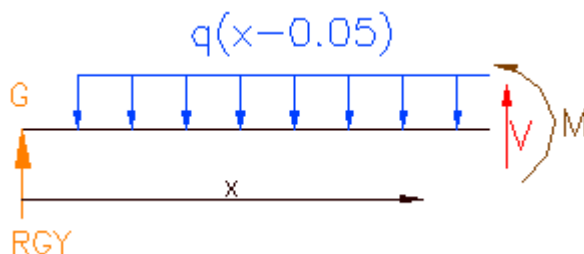
$$\sum F_Y = 0$$

$$V = -R_{GY} = -215.6[N]$$

$$\sum M_x = 0 \quad \text{Considerando positivo en s.c.r.}$$

$$M = 215.6 \cdot x [N \cdot m]$$

Sección N.



$$\sum F_Y = 0$$

$$V = q(x - 0.05) - R_{GY} = 539(x - 0.05) - 215.6$$

$$V = 539 \cdot x - 242.55 \quad [N]$$

$$\sum M_x = 0 \quad \text{Considerando positivo en s.c.r.}$$

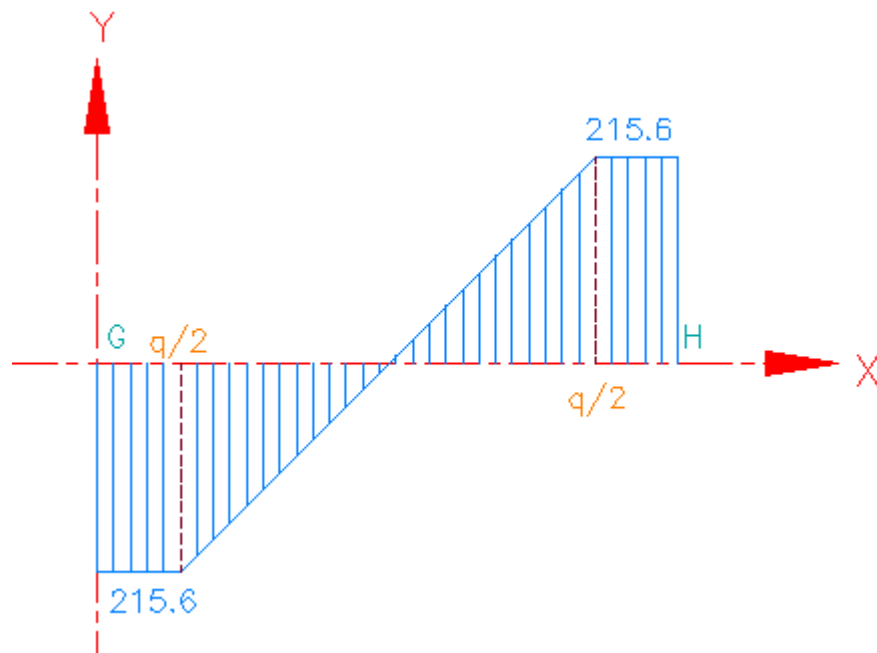
$$M = R_{GY} \cdot x - q \times (x - 0.05) \times \frac{x - 0.05}{2}$$

$$M = 215.6 \cdot x - 539(x - 0.05) \cdot \frac{x - 0.05}{2}$$

$$M = -269.5 \cdot x^2 + 242.55 \cdot x - 0.6738 \quad [N \cdot m]$$

En la figura 4.27 se muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector para el eje del tambor motriz.

Fuerza cortante



Momento flector

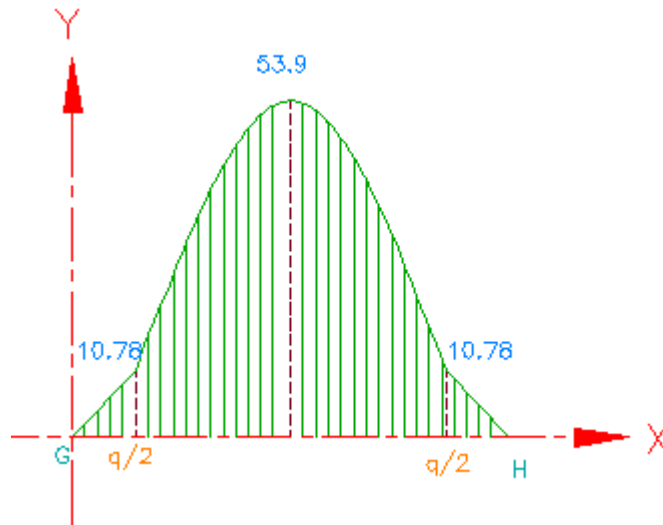


Figura 4.27 Diagramas de fuerza cortante y momento flector - Eje del tambor motriz

De la figura 4.27 se determina la sección crítica y el momento máximo que soporta el eje; estos son:

Sección crítica se encuentra ubicada en el centro del eje.

$$M_{\max} = 53.9 \text{ [N-m]}$$

4.8.5 COMPROBACIÓN A FLEXIÓN DEL EJE DE LOS RODILLOS

Se aplica la ecuación de la línea elástica para una viga simplemente apoyada en los extremos, sobre la cual actúa una carga uniformemente distribuida.

Se calcula la flecha o deformación máxima con la siguiente ecuación:

$$\delta = \frac{5pl^4}{384EI}$$

(4.36)¹²

Donde:

δ = la deformación máxima del eje.

p = carga por unidad de longitud.

l = longitud de la viga

E = módulo de elasticidad para el acero ($E = 2.1 \times 10^6 \frac{kg}{cm^2}$)

I = momento de inercia del eje

Cálculo del momento de inercia del eje.

$$I = \frac{\pi d^4}{32} \quad [cm^4]$$

(4.37)

Donde:

Se supone un diámetro de eje de 2 [cm]

$d = 2$ [cm]

$$I = \frac{\pi \cdot 2^4}{32} = 1.571 [cm^4]$$

(4.38)

Reemplazando (4.38) en (4.36) se tiene:

$$\delta = \frac{5 \left(55 \frac{kg}{m} \times \frac{1m}{100cm} \right) (2cm)^4}{384 \cdot 2.1 \times 10^6 \frac{kg}{cm^2} \cdot 1.571cm^4}$$

¹² TIMOSHENKO; Elementos de Resistencia de Materiales; Segunda Edición; 1977, Pg. 219, Tabla 3.1

Se observa que prácticamente no existe deformación en el eje, por lo tan el eje no falla por flexión.

4.9 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

En la figura 4.28 se muestra como se encuentra conformada la estructura, cabe indicar que el análisis se realiza en un segmento de un metro el cual se repite en el resto de la estructura.

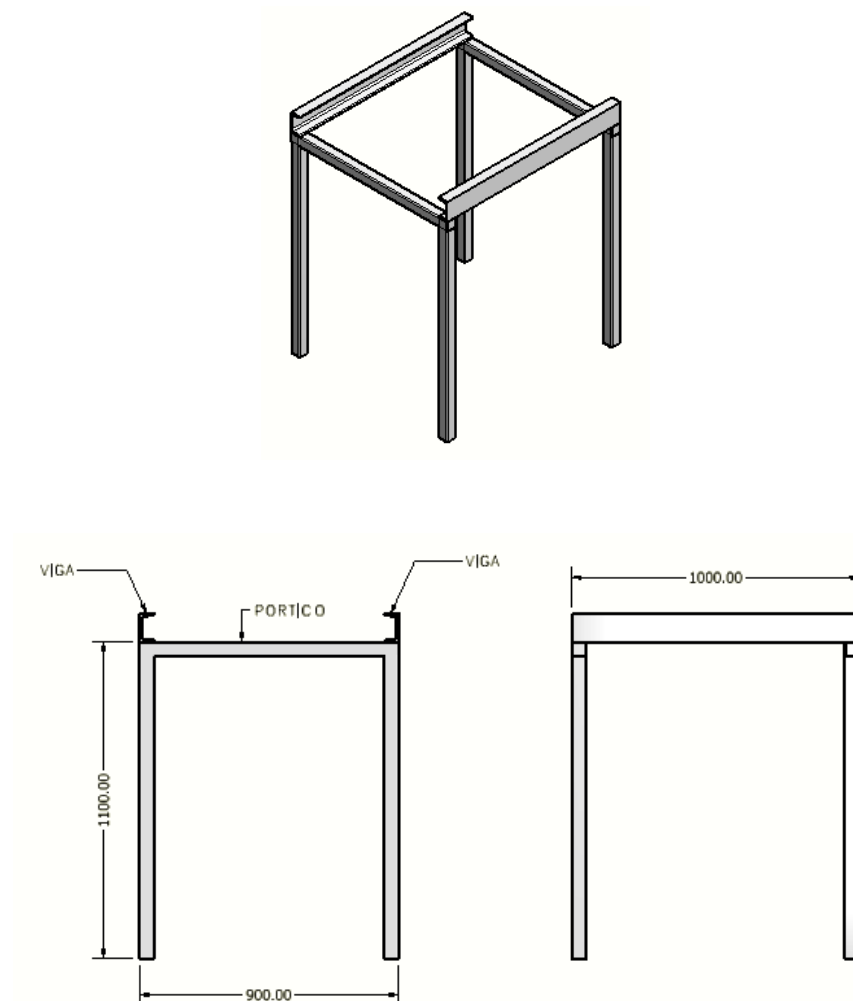


Figura 4.28 Segmento de la estructura

4.9.1 DISEÑO DE LA VIGA

De la figura 4.28 se procede al diseño de la viga. Considerando las secciones M y N, que son los lugares donde se va a cortar para realizar el análisis.

Consideraciones:

El perfil que se utiliza es un UPN (Perfil C).

Primeramente se establece el diagrama de cuerpo libre de la viga el cual se muestra en la figura 4.29.

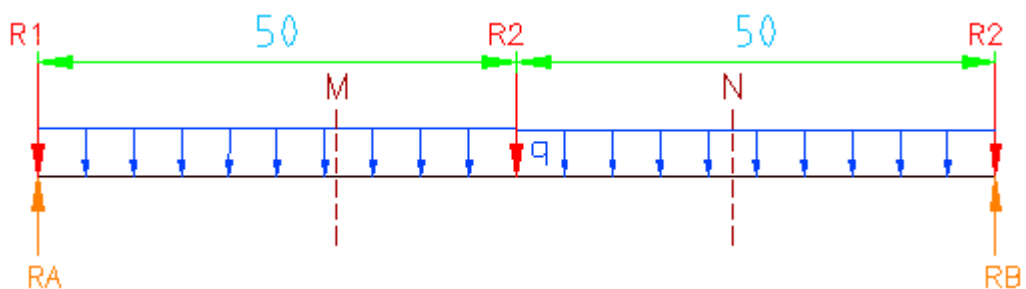


Figura 4.29 Diagrama de cuerpo libre

Donde:

q = carga concentrada por el peso de la banda y el peso de los paquetes.

R_A = reacción en el apoyo A

R_B = reacción en el apoyo B

R_1 = efecto de la reacción del tambor

R_2 = efecto de la reacción del rodillo

4.9.1.1 DETERMINACIÓN DE LAS REACCIONES EN LA VIGA

Se determina q , R_1 y R_2 .

$$q = 55 \left[\frac{kg}{m} \right]$$

$$R_1 = \frac{\text{peso del tambor}}{2} = \frac{28.78}{2} = 14.39 [kg]$$

$$R_2 = \frac{\text{peso del rodillo}}{2} = \frac{6.38}{2} = 3.19 [kg]$$

De la figura 4.29 se tiene:

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_A + R_B = R_1 + 2 \cdot R_2 + q \cdot l = 14.39 + 2 \cdot 3.19 + 55$$

$$R_A + R_B = 75.77 \quad [kg]$$

(4.39)

$$\sum M_A = 0 \quad \text{Considerando positivo en s.c.r.}$$

$$R_B \cdot 100 = R_2 \cdot 50 + q \cdot l \cdot 50 + R_2 \cdot 100 = 3.19 \cdot 50 + 55 \cdot 50 + 3.19 \cdot 100$$

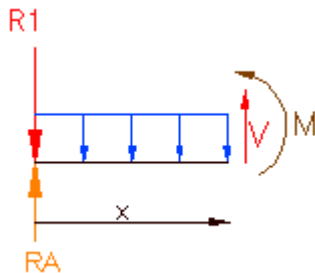
$$R_B = 29.1 [kg] \quad \text{Remplazando en la ecuación 4.39.}$$

$$R_A = 46.67 [kg]$$

4.9.1.2 DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR PARA LA VIGA

Se analiza la viga en las secciones M y N, utilizando la figura 4.29.

Sección M



$$\sum F_Y = 0$$

$$V + R_A = R_1 + q \cdot x$$

$$V = 14.39 + 55 \cdot x - 46.67$$

$$V = 55 \cdot x - 32.28$$

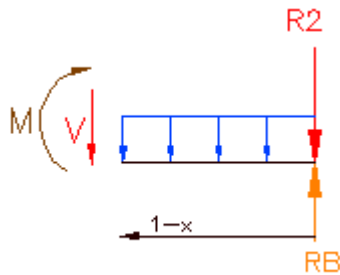
$$\sum M_x = 0 \quad \text{Considerando positivo en s.c.r.}$$

$$M + R_1 \cdot x + q \cdot \frac{x^2}{2} - R_A \cdot x = 0$$

$$M = 46.67 \cdot x - 14.39 \cdot x - 55 \cdot \frac{x^2}{2}$$

$$M = 32.28 \cdot x - 27.5 \cdot x^2$$

Sección N



$$\sum F_Y = 0$$

$$R_B - R_2 - V - q \cdot (1 - x) = 0$$

$$V = 29.1 - 3.19 - 55 \cdot (1 - x)$$

$$V = 55 \cdot x - 29.09$$

$$\sum M_x = 0 \quad \text{Considerando positivo en s.c.r.}$$

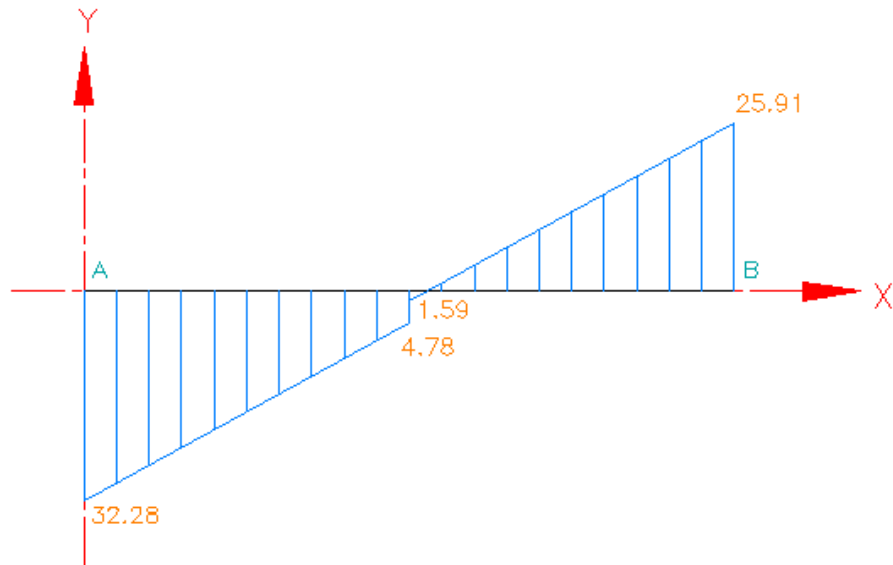
$$R_B \cdot (1 - x) = M + R_2 \cdot (1 - x) + q \cdot \frac{(1 - x)^2}{2}$$

$$M = 29.1 \cdot (1 - x) - 3.19 \cdot (1 - x) - 55 \cdot \frac{(1 - x)^2}{2}$$

$$M = -27.5 \cdot x^2 + 29.09 \cdot x - 1.59$$

En la figura 4.30 se muestra el diagrama de fuerza cortante y momento flector de la viga.

Fuerza cortante



Momento flector.

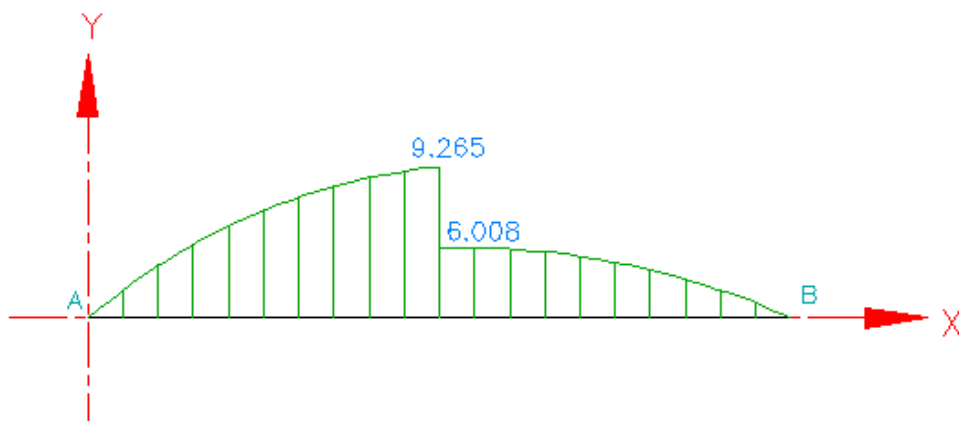


Figura 4.30 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la viga

De la figura 4.30 se tiene:

$$M_{\max} = 9.265 \text{ [kg-m]}$$

4.9.1.3 DIMENSIONAMIENTO DEL PERFIL DE LA VIGA

Utilizando el catalogo de DIPAC, de perfiles de acero estructural se tiene que el material es un acero ASTM 36.

$$S_y = 36 \text{ KSI} = 2536.3687 \text{ kg/cm}^2$$

$$V_{\max} = 32.28 \text{ kg}$$

$$[\sigma] = \frac{S_y}{FS} = \frac{2536.36}{2} = 1268.18 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right] \quad (4.40)$$

$$A_{req} \geq \frac{V_{\max}}{[\sigma]} = \frac{32.28 \text{ [kg]}}{1268.18 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]} \quad (4.41)$$

$$A_{req} \geq 0.025 \text{ [cm}^2\text{]}$$

Con la ayuda del catálogo DIPAC (**ANEXO III**), y por la geometría que presenta la estructura se escoge un perfil UPN 100

$$\text{Altura} = h = 100 \text{ mm}$$

$$\text{Ancho} = S = 50$$

$$I_{xx} = 206 \text{ cm}^4$$

$$I_{yy} = 29.30 \text{ cm}^4$$

$$\text{Peso} = W = 10.6 \text{ kg/m}$$

4.9.1.4 COMPROBACIÓN DE FALLA A FLEXIÓN DE LA VIGA.

Para comprobar a flexión la viga se la va a separar en dos partes:

1. Una viga simplemente apoyada con carga puntual en el centro.
2. Una viga simplemente apoyada con carga uniformemente distribuida.

Se calcula la flecha o deformación máxima en cada caso y se suman para obtener la deformación total; para calcular la deformación total se utilizan tablas¹³, de las cuales se obtiene:

Para 1.

$$\delta_1 = \frac{Pl^3}{48EI} = \frac{3.19kg \cdot 100^3cm^3}{48 \cdot 2.1 \times 10^6 \frac{kg}{cm^2} \cdot 29.30cm^4} \quad (4.42)$$

$$\delta_1 = 0.0011[cm]$$

Para 2.

$$\delta_2 = \frac{5ql^4}{384EI} = \frac{5 \cdot 0.55 \frac{kg}{cm} \cdot 100^4cm^4}{384 \cdot 2.1 \times 10^6 \frac{kg}{cm^2} \cdot 29.30cm^4} \quad (4.43)$$

$$\delta_2 = 0.012 [cm]$$

Deformación total.

$$\delta_T = \delta_1 + \delta_2 = 0.0011 + 0.012 = 0.013[cm]$$

La deformación es despreciable por lo tanto se determina que la viga no pandeo.

¹³ TIMOSHENKO; Elementos de Resistencia de Materiales; Segunda Edición; 1977, Pg. 219, Tabla 3.1

4.9.2 DISEÑO DEL PÓRTICO.

Esta parte de la estructura es la que soporta a la viga, están colocados con espaciamiento de 1000 mm (1 m), para su diseño y dimensionamiento se parte del diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 4.31.

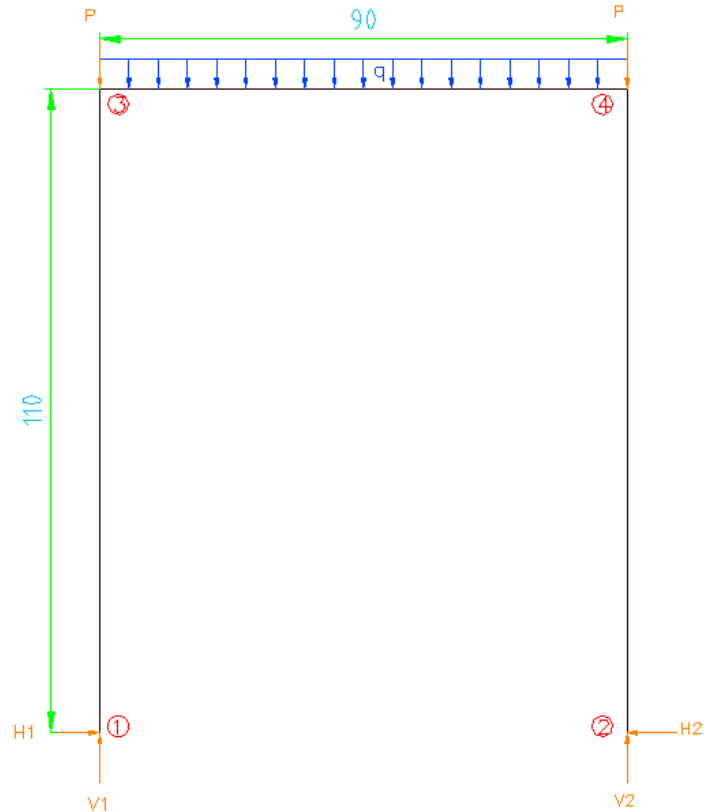


Figura 4.31 Diagrama de cuerpo libre del pórtico

Donde:

P = peso de la viga dividido para dos = 5.3 kg

V_1, H_1 = reacciones en el empotramiento 1.

V_2, H_2 = reacciones en el empotramiento 2.

q = carga concentrada debido al peso del tambor o los rodillos, de la banda y de los paquetes = 87 kg/m

4.9.2.1 CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN EL PÓRTICO.

Del gráfico 4.31 se obtiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$V_1 + V_2 = 2 \cdot 5.3 + 87 \cdot 0.9 = 88.9 \text{ [kg]}$$

(4.44)

$$\sum M_1 = 0$$

$$P \cdot 0.9 + q \cdot \frac{l^2}{2} = V_2 \cdot l$$

$$5.3 \cdot 0.9 + 87 \cdot \frac{0.9^2}{2} = V_2 \cdot 0.9$$

$$V_2 = 44.45 \text{ [kg]} \text{ Reemplazando en (4.44)}$$

$$V_1 = 44.45 \text{ [kg]}$$

4.9.2.2 DETERMINACIÓN DEL PERFIL DEL PÓRTICO

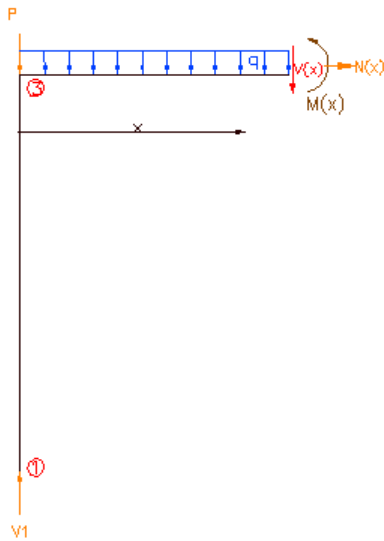
Primero se calcula y se realiza los diagramas de fuerza cortante, momento flector y normal de la estructura para lo cual se utiliza el método de estructuras continuas. Utilizando la figura 4.31 se tiene.

Miembro 1-3



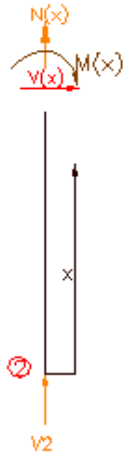
$$\begin{aligned}\sum F_N &= 0 \\ N_x &= -32.23[kg] \\ \sum F_V &= 0 \\ V_x &= 0 \\ \sum M_x &= 0 \\ M_x &= 0\end{aligned}$$

Miembro 3-4



$$\begin{aligned}\sum F_N &= 0 \\ N_x &= 0 \\ \sum F_V &= 0 \\ V_x &= V_1 - q \cdot x = 32.23 - 87 \cdot x [kg] \\ \sum M_x &= 0 \\ M_x &= V_1 \cdot x - q \cdot \frac{x^2}{2} = 32.23 \cdot x - 43.5 \cdot x^2 [kg \cdot m]\end{aligned}$$

Miembro 2-4



$$\sum F_N = 0$$

$$N_x = -56.67[kg]$$

$$\sum F_V = 0$$

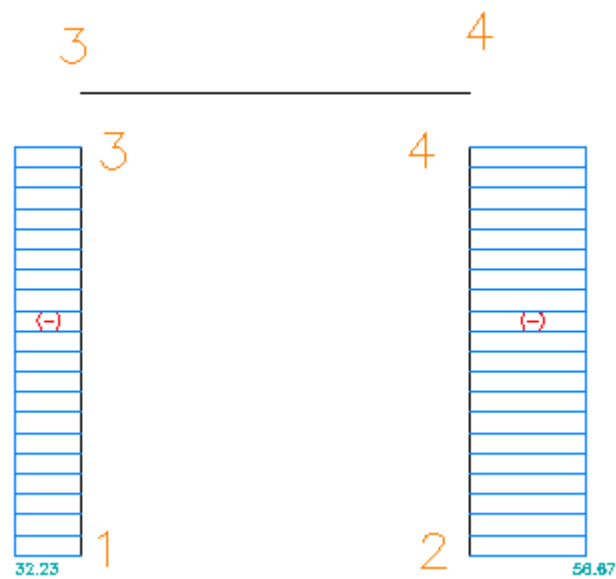
$$V_x = 0$$

$$\sum M_x = 0$$

$$M_x = 0$$

En la figura 4.32 se muestra el diagrama de cortante, normal y momento flector.

Fuerza normal



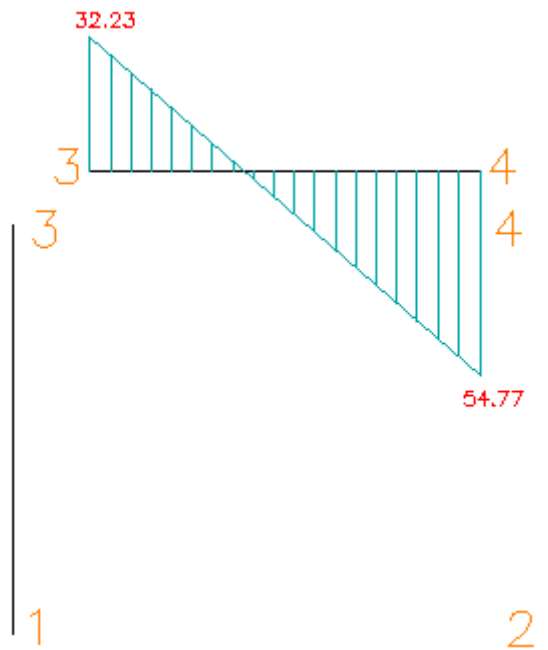
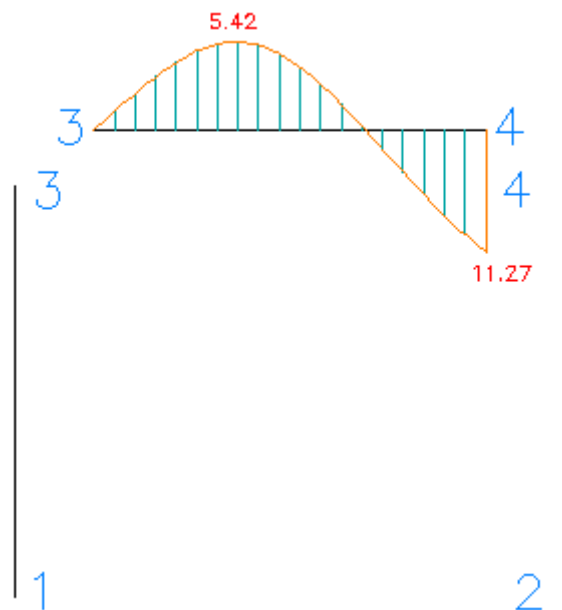
Fuerza cortante**Momento flector**

Figura 4.32 Diagramas de cortante, normal y momento flector

4.9.2.3 DIMENSIONAMIENTO DEL PÓRTICO

En el dimensionamiento del pórtico se toma en cuenta el miembro 3-4 en el cual se presenta el mayor momento.

El pórtico está conformado con tubo cuadrado.

$$M_{\max} = 11.27 \text{ kg-m}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{I_{xx}} \leq [\sigma]_{A-36} = \frac{S_y}{F.S} = 12681843 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right]$$

(4.45)

$$I_{xx} \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]_{A-36}} = \frac{11.27[\text{kg} - \text{m}]}{12681843 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right]} \cdot \frac{100\text{cm}^3}{1\text{m}^3}$$

$$I_{xx} \geq 0.89[\text{cm}^3]$$

Con la ayuda del catálogo DIPAC (**ANEXO III**) se nota que se cumple el requerimiento con un tubo cuadrado de 20 mm de lado; pero por razones de diseño se considera un tubo cuadrado de:

$$\text{Lado} = 50 \text{ mm}$$

$$\text{Espesor} = 3\text{mm}$$

$$I_{xx} = 8.48 \text{ cm}^3$$

4.9.2.4 VERIFICACIÓN DEL PARANTE DEL PÓRTICO

Se utiliza la teoría de las columnas y el método de la estabilidad, aplicando la ecuación.

$$F_a = \frac{1}{2} S_y = 12681843 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$F_a \geq \frac{P_c}{A_{req}}$$

(4.46)

$$P_c = \text{carga que actúa sobre la columna} = 44.45 \text{ kg}$$

$$A_{req} \geq \frac{P_c}{F_a} = \frac{44.45}{12681843} = 3.5 \times 10^{-6} m^2 = 0.0054 in^2$$

Como el área requerida es muy pequeña se escoge un tubo cuadrado

Lado = 50 mm

Espesor = 3mm

$A = 5.61 \text{ cm}^2$

$I_{xx} = 8.48 \text{ cm}^3$

$r = 1.91 \text{ cm}$

Se calcula la esbeltez.

$$\lambda = \frac{k \cdot l}{r_{min}} < 200 \text{ garantizar que no falle}$$

(4.47)

$K = 2^{14}$

$$\lambda = \frac{2 \cdot 110}{1.91} = 115.18 < 200$$

Se cumple la condición para que la columna no falle

Para $\lambda = 115$ $F_a = 10.99 \text{ KSI} = 774.29 \text{ kg/cm}^2$

(4.48)

Para determinar que la columna no falle se debe cumplir con:

$$I_a = \frac{f_a}{F_a} \leq 1$$

(4.49)¹⁵

¹⁴ McCORMAC, Jack; Diseño de Estructuras Metálicas; pg. 107; Tabla 5-1; caso E.

¹⁵ Manual del AISC; Pg. 5-26

Donde:

I_a = coeficiente de diseño

$$f_a = \frac{P_c}{A_{tubo}} = \frac{44.45}{5.61} = 7.92 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

(4.50)

Reemplazando (4.50) y (4.48) en (4.49).

$$I_a = \frac{7.92}{774.29} = 0.01 \leq 1$$

Se cumple la condición por tanto la columna no falla.

4.10 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

En esta sección se estudia y selecciona todos los rodamientos que intervienen en el transportador así:

Rodamientos en el reductor de velocidades.

Rodamiento en el tambor motriz.

Rodamientos en los rodillos.

4.10.1 RODAMIENTOS EN EL REDUCTOR DE VELOCIDADES.

Para el eje 1.

La fuerza radial sobre los apoyos se calcula con la siguiente expresión.

$$F_r = \sqrt{R_{1Y}^2 + R_{1Z}^2}$$

(4.51)

Para el rodamiento A.

$$F_r = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2} = \sqrt{1.68^2 + 106.84^2}$$

$$F_r = 106.85 [N]$$

Para el rodamiento B.

$$F_r = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2} = \sqrt{132.45^2 + 194.59^2}$$

$$F_r = 235.39 [N]$$

Para escoger el rodamiento adecuado se escoge la carga radial de mayor valor esta es:

$$F_r = 235.39 [N] = 24.02 [kg]$$

Luego de calcular la carga radial total, se determina la capacidad de carga dinámica para la selección de los rodamientos de la siguiente manera:

$$C = \frac{f_L}{f_n} \cdot P \quad [kg]$$

(4.52)¹⁶

Donde:

C = capacidad de carga dinámica (kg)

P = carga dinámica equivalente = 24.02 kg

f_n = factor de velocidad para rodamientos de bolas = 0,42 (a 450 RPM)

f_L = factor de esfuerzos dinámicos = 3.5 (volantes y poleas)

¹⁶ FAG, Catálogo de Rodamientos , pg.25.

Se reemplazan los valores en la ecuación 3.52 y se obtiene:

$$C = \frac{3.5}{0.42} \cdot 24.02$$

$$C = 200.17 \quad [kg]$$

Con este valor y el diámetro del eje se procede a seleccionar del catálogo de la FAG (**ANEXO IV**) el respectivo rodamiento.

$$C = 200.17 \text{ kg}$$

$$d = 20 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{FAG 6004 ZZ:} \quad d &= 20 \text{ mm} \\ D &= 42 \text{ mm} \\ B &= 12 \text{ mm} \\ r &= 1 \text{ mm} \end{aligned}$$

Se escoge este tipo de rodamiento ya que posee dos tapas de protección y posee lubricación interna.

Para este proyecto se necesita a más de los rodamientos sus respectivos soportes. Para lo cual se usa el catálogo de KOYO (**ANEXO IV**) teniendo como resultado final la siguiente designación:

CHUMACERA UCP 204.

Para el eje 2

Utilizando la ecuación 4.51 se tiene:

Para el rodamiento C.

$$F_r = \sqrt{R_{CY}^2 + R_{CZ}^2} = \sqrt{199.77^2 + 180.78^2}$$

$$F_r = 269.42 [N]$$

Para el rodamiento D.

$$F_r = \sqrt{R_{DY}^2 + R_{DZ}^2} = \sqrt{839.45^2 + 72.31^2}$$

$$F_r = 842.56 [N]$$

Para escoger el rodamiento adecuado se escoge la carga radial de mayor valor esta es:

$$F_r = 842.56 [N] = 85.98 [kg]$$

Se calcula la capacidad de carga dinámica con la ecuación 4.52, con los datos:

$$P = 85.98 \text{ kg}$$

$$f_n = \text{factor de velocidad para rodamientos de bolas} = 0.693 \text{ (a 100 RPM)}$$

$$f_L = \text{factor de esfuerzos dinámicos} = 3.5 \text{ (volantes y poleas)}$$

$$C = \frac{3.5}{0.693} \cdot 85.98$$

$$C = 434.22 [kg]$$

Con este valor y el diámetro del eje se procede a seleccionar del catálogo de la FAG (**ANEXO IV**) el respectivo rodamiento.

$$C = 434.22 \text{ kg}$$

$$d = 20 \text{ mm}$$

$$\text{FAG 6004 2Z: } d = 20 \text{ mm}$$

$$D = 42 \text{ mm}$$

$$B = 12 \text{ mm}$$

$$r = 1 \text{ mm}$$

Se escoge este tipo de rodamiento ya que posee dos tapas de protección y posee lubricación interna.

Se escoge los soportes para los rodamientos. Para lo cual se usa el catálogo de KOYO (**ANEXO IV**) teniendo como resultado final la siguiente designación:

CHUMACERA UCP 204.

4.10.2 RODAMIENTOS EN EL TAMBOR MOTRIZ.

Para escoger los rodamientos del eje se consideran las fuerzas resultantes:

$$R_{EY} = 145.27 \text{ [N]}$$

$$R_{FY} = 1551.93 \text{ [N]}$$

Para escoger el rodamiento adecuado se escoge la carga de mayor valor esta es:

$$F = 1551.93 \text{ [N]} = 158.36 \text{ [kg]}$$

Se calcula la capacidad de carga dinámica con la ecuación 4.52, con los datos:

$$P = 158.36 \text{ kg}$$

$$f_n = \text{factor de velocidad para rodamientos de bolas} = 0.693 \text{ (a 100 RPM)}$$

$$f_L = \text{factor de esfuerzos dinámicos} = 5 \text{ (tambores para cinta transportadora)}$$

$$C = \frac{5}{0.693} \cdot 158.36$$

$$C = 1142.56 \text{ [kg]}$$

Con este valor y el diámetro del eje se procede a seleccionar del catálogo de la FAG (**ANEXO IV**) el respectivo rodamiento.

FAG 6008 2Z: $d = 40\text{mm}$
 $D = 68 \text{ mm}$
 $B = 15 \text{ mm}$
 $r = 1.5 \text{ mm}$

Se escoge este tipo de rodamiento ya que posee dos tapas de protección y posee lubricación interna.

Se escoge los soportes para los rodamientos. Para lo cual se usa el catálogo de KOYO (**ANEXO IV**) teniendo como resultado final la siguiente designación:

CHUMACERA UCP 208.

4.11 SELECCIÓN DE BANDAS Y POLEAS PARA EL REDUCTOR DE VELOCIDAD.

Para seleccionar el tipo de bandas y el diámetro de las poleas se utiliza el catálogo de la DAYCO, bajo la consideración que este tipo de bandas se encuentran fácilmente en el mercado local.

4.11.1 FACTOR DE SERVICIO (F.S).

Para determinar el factor de servicio primero se determina el tipo de aplicación en la columna de la izquierda y el factor de servicio de del motor en las columnas de la derecha; estos valores se encuentra en la Tabla 1 del (**ANEXO V**).

Para transportadores de servicio liviano, que trabaja continuamente bajo torque normal se tiene:

$$F.S. = 1.4$$

4.11.2 POTENCIA DE DISEÑO.

Para determinar la potencia de diseño se utiliza la siguiente fórmula:

$$P_d = P_N \cdot F.S \quad (4.53)$$

Donde:

P_d = potencia de diseño

P_N = potencia entregada por el motor (0.5 HP)

$$P_d = 0.5 \cdot 1.4 = 0.7 \text{ HP}$$

4.11.3 SECCIÓN TRANSVERSAL DE LA BANDA.

Con la potencia del motor y las revoluciones de salida que tiene el motor se establece en la figura 1 del **ANEXO V**, la sección del perfil de la banda.

Se escoge una banda del tipo AP – DAYCO

4.11.4 DIÁMETROS DE LAS POLEAS

El diámetro de las poleas se determinó en el punto 4.3.1, además bajo la consideración de encontrarlas fácilmente en el mercado, estos son:

$d_1 =$	6.35 cm	[2.5 in]
$d_2 =$	25.4 cm	[10 in]
$d_3 =$	6.35 cm	[2.5 in]
$d_4 =$	28 cm	[11 in]
$d_5 =$	6.35 cm	[2.5 in]

4.11.5 NUMERO DE BANDAS

Para determinar en número de bandas se utiliza la siguiente ecuación:

$$N = \frac{P_d}{P_c} \quad (4.54)$$

Donde:

N = número de bandas

P_d = potencia de diseño

P_c = potencia corregida

$$P_c = HP_{banda} * Factor Key \quad (4.55)$$

HP banda = potencia que puede transmitir la banda; esta es determinada de la Tabla 2 (**ANEXO V**) en base al diámetro de la polea motriz y las revoluciones de salida del motor.

Factor key = factor de corrección por longitud de la banda¹⁷.

$HP_{banda} = 1.42 \text{ HP}$

Factor key = 0.95

¹⁷ SHIGLEY, Diseño en Ingeniería Mecánica, McGraw-Hill, Sexta Edición, pg. 1080, Tabla 17-14.

$$P_c = 1.42 * 0.95 = 1.35 \text{ HP}$$

$$N = \frac{0.7}{1.35} = 0.52 \text{ bandas}$$

Por tanto el número de bandas necesario es: una banda

4.11.6 LONGITUD DE LAS BANDAS

La longitud de las bandas se la determina con la ayuda de la ecuación:

$$L = 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (4.56)^{18}$$

Donde:

L = longitud de la banda

C = distancia entre centros

D = diámetro de la polea mayor.

d = diámetro de la polea menor.

Para el sistema poleas 1-2

$$L = 2 \cdot 47.63 + 1.57(25.4 + 6.35) + \frac{(25.4 - 6.35)^2}{4 \cdot 47.63}$$

$$L = 147 \text{ [cm]}$$

Las longitudes de las bandas se encuentran normalizadas, y las dimensiones se encuentran en pulgadas por lo que la longitud de la banda para poder escogerla es:

$$L = 57.87 \text{ [in]}$$

¹⁸ SHIGLEY, Diseño en Ingeniería Mecánica, McGraw-Hill, Sexta Edición, pg. 1080.

Se escoge una longitud normalizada ¹⁹ para la sección de banda escogida
(AP)

$$L = 57 [in]$$

Para el sistema poleas 3-4

Utilizando la ecuación 4.56 se tiene:

$$L = 176.09 [cm]$$

$$L = 69.33 [in]$$

Se escoge una longitud normalizada para la sección de banda escogida
(AP)

$$L = 71 [in]$$

Para el sistema poleas 5-6

Utilizando la ecuación 4.56 se tiene:

$$L = 58.04 [cm]$$

$$L = 22.85 [in]$$

Se escoge una longitud normalizada para la sección de banda escogida
(AP)

$$L = 26 [in]$$

4.12 SELECCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA

Para seleccionar la banda transportadora se utiliza el catálogo KAUMAN.

¹⁹ SHIGLEY, Diseño en Ingeniería Mecánica, McGraw-Hill, Sexta Edición, pg. 1080, Tabla 17-10.

4.12.1 PESO DE LA BANDA

El peso de la banda transportadora se lo calcula con siguiente ecuación:

$$P = B \cdot (1.15 + e + P_l + z) \left[\frac{kg}{m} \right] \quad (4.57)$$

Donde:

P = peso de la banda en Kg/m.

B = ancho de la banda en metros = 0.8 [m] (estudio de campo)

Pl = Peso por m² de cada capa textil = 1.12 [kg/m²] (se supone una banda EP-100²⁰)

e = espesor total de los recubrimientos, en mm = 3.5 mm

z = número de capas textiles (se supone el uso de 2 capas)

Remplazando en la ecuación (4.57)

$$P = 0.8 \cdot (1.15 + 3.5 + 1.12 + 2) = 5.012 \left[\frac{kg}{m} \right]$$

4.12.2 POTENCIA DE ACCIONAMIENTO

La potencia de accionamiento se la calcula con la siguiente fórmula.

$$N_a = N_1 + N_2 + N_3 + N_t \quad (4.58)$$

²⁰ Se supone en base al menor valor de resistencia a la rotura por capa que es 100 N/m², KAUMAN.

Donde:

N_1 = potencia necesaria para mover la banda descargada.

N_2 = potencia necesaria para vencer las resistencias de rozamiento al movimiento de la carga

N_3 = potencia necesaria para elevar la carga.

N_t = potencia necesaria para accionar descargas intermedias.

El sistema de transporte se lo realiza de manera horizontal y no existen descargas intermedias; por tanto N_3 y N_t en la ecuación son cero.

4.12.2.1 LA POTENCIA NECESARIA PARA MOVER LA BANDA DESCARGADA

Se calcula bajo la siguiente ecuación:

$$N_1 = \frac{C \cdot f \cdot L \cdot v \cdot G_m}{75} = \frac{C \cdot f \cdot L \cdot v}{75} (2 \cdot G_g \cdot \cos(\delta) + G_s + G_i) \quad (4.59)$$

Donde:

C = Coeficiente en función de la longitud de transporte.

f = Coeficiente de rozamiento en los rodillos de soporte de la banda.

L = Longitud del transporte.

v = Velocidad de la banda.

G_g = Peso por metro lineal de banda.

G_s = Peso de las partes giratorias de los rodillos soporte en el ramal superior.

G_i = Peso de las partes giratorias de los rodillos soporte en el ramal inferior.

δ = Ángulo de inclinación del transporte.

G_s, G_i se consideran despreciables en el diseño.

El coeficiente C se lo obtiene de la Tabla VI del catalogo KAUMAN (ANEXO II)

Para: L = 10 m C = 4.5

El coeficiente f se lo obtiene de la Tabla VII del catalogo KAUMAN (ANEXO II)

Para: Rodamiento en estado normal, f = 0.020

La velocidad v = 0.5 m/s

Remplazando los valores en la ecuación 4.59 se tiene:

$$N_1 = \frac{4.5 \cdot 0.020 \cdot 10 \cdot 0.5}{75} (2 \cdot 5.012 \cdot \cos(0))$$

$$N_1 = 0.01460 [HP]$$

4.12.2.2 LA POTENCIA NECESARIA PARA VENCER LAS RESISTENCIAS DE ROZAMIENTO AL MOVIMIENTO DE LA CARGA

Se la determina por medio de la ecuación:

$$N_2 = \frac{C \cdot f \cdot L \cdot Q_t \cdot \cos(\delta)}{270}$$

(4.60)

Donde:

Qt = capacidad real de transporte en [ton/hr]

Del estudio de campo se determina que se van a transportar paquetes de 50 kg en un ciclo de 20 segundos por tanto:

$$Q_t = \frac{50 [kg]}{20 [s]} \cdot \frac{3600 [s]}{1 [h]} \cdot \frac{1 [ton]}{907.185 [kg]} = 9.92 \left[\frac{ton}{h} \right]$$

Remplazando en la ecuación 4.60 se tiene:

$$N_2 = \frac{4.5 \cdot 0.020 \cdot 10 \cdot 9.92 \cdot \cos(0)}{270}$$

$$N_2 = 0.33 [HP]$$

Remplazando los resultados de (4.60) y (4.59) en (4.58) se tiene:

$$N_a = 0.060 + 0.33 = 0.39 [HP]$$

4.12.3 TENSIONES EN LA BANDA TRANSPORTADORA.

En la figura 4.33 se muestran las tensiones que actúan sobre la banda transportadora según el Catálogo Kauman (**ANEXO II**).

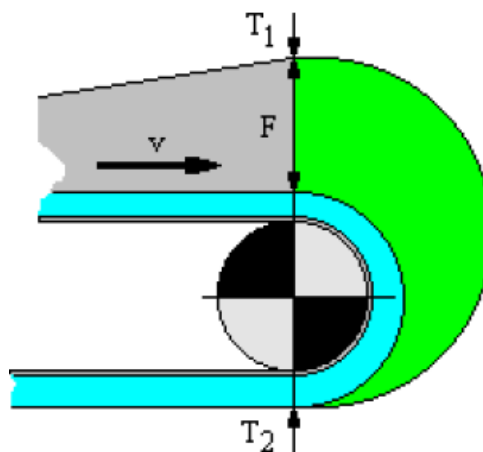


Figura 4.33 Tensiones en la banda transportadora [KAUMAN]

La potencia de accionamiento vista en el apartado anterior, ha de traducirse en una fuerza de accionamiento sobre el tambor motriz. Esta fuerza de accionamiento se produce por la diferencia entre las tensiones de entrada y salida de la banda en el tambor motriz, que dependen a su vez del coeficiente de rozamiento entre la banda y el tambor²¹.

4.12.3.1 FUERZA DE ACCIONAMIENTO DE LA BANDA

$$F = \frac{75 \cdot N_a}{v} \quad (4.61)$$

$$F = \frac{75 \cdot 0.39}{0.5} = 58.5 [kg] = 573.3 [N]$$

4.12.3.2 TENSIONES

Determinación de T_1

$$T_1 = F \left(1 + \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \right) \quad (4.62)$$

Donde:

μ = coeficiente de rozamiento entre la banda y el tambor motriz (Tabla VIII ANEXO II)

α = ángulo de abrazamiento entre el tambor motriz y la banda = $\pi = 180^\circ$

$\mu = 0.35$ para tambor recubierto y ambiente seco

Remplazando en la ecuación 4.62 se tiene:

²¹ KAUMAN, Catálogo de Bandas Transportadoras.

$$T_1 = 58.5 \left(1 + \frac{1}{e^{0.35 \cdot \pi} - 1} \right) = 87.71 [kg]$$

Determinación de T_2

$$T_2 = F \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \quad (4.63)$$

$$T_2 = 58.5 \cdot \frac{1}{e^{0.35 \cdot \pi} - 1} = 29.20 [kg]$$

T_1 = tensión necesaria para mover la banda descargada

T_2 = tensión necesaria para mover las resistencias de rozamiento al movimiento de la carga.

La tensión máxima que soporta la banda transportadora corresponde a la T_1 .

$$T_{max} = T_1 = 87.71 [kg] = 859.56 [N]$$

4.12.3.3 TENSIÓN DE ROTURA LONGITUDINAL MÁXIMA DE LA BANDA

La tensión de rotura máxima de la banda se determina con la siguiente ecuación:

$$T_{Umax} = \frac{T_{max} \cdot 10}{B} \left[\frac{N}{mm} \right] \quad (4.64)$$

$$T_{Umax} = \frac{859.56 \cdot 10}{800} = 10.74 \left[\frac{N}{mm} \right]$$

4.12.4 CÁLCULO DEL NÚMERO DE CAPAS TEXTILES

El número de capas textiles se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$z = \frac{S \cdot T_{max}}{100 \cdot B \cdot R_l} \quad (4.65)$$

Donde:

S = coeficiente de seguridad

R_l = resistencia nominal de cada capa textil

La resistencia nominal de cada capa textil para Poliester-Nylon es 8.3 kg/cm.

Al utilizar bandas textiles en transportadores se aconsejan factores de seguridad del orden de 11 o 12²², para el diseño del presente transportador se considera:

$$S = 9$$

Reemplazando en la ecuación (4.65) se tiene:

$$z = \frac{9 \cdot 87.71}{100 \cdot 0.8 \cdot 8.3} = 1.18 \text{ capas}$$

Por seguridad se escoge:

$$z = 2 \text{ capas}$$

²² KAUMAN, Catálogo de Bandas Transportadoras

4.12.5 DENOMINACIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA

La banda transportadora escogida tiene la siguiente denominación:

800EP100/2 - 2+1.5 W

Donde:

800 = es el ancho nominal de la banda transportadora en mm.

EP = corresponde a la composición de la banda textil (Polyester-Nylon)

100 = resistencia de la banda de 100 N/mm

2 = la banda está constituida por dos capas textiles.

2+1.5 = espesores de los recubrimientos (recubrimiento superior 2mm y el recubrimiento inferior 1.5mm)

W = representa la calidad con un límite de rotura de la banda de 18 n/mm².

CAPÍTULO V

PROCEDIMIENTO DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

5.1 GENERALIDADES

La construcción y montaje de la máquina, se la debe realizar en un taller mecánico en donde se disponga de máquinas y herramientas necesarias para construir las diferentes piezas que conforman la máquina.

Los elementos que conforman la máquina, se los construye de acuerdo a los planos de taller. También se debe tomar en cuenta que exista en el mercado las diferentes partes seleccionadas y materia prima que conforman la máquina.

5.2 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.

Para la construcción de la máquina se necesita determinar las siguientes necesidades:

- Máquinas y equipos
- herramientas
- Instrumentos de medición
- Materia prima.
- Elementos a construir
- Elementos seleccionados.
- Hojas de proceso.

5.2.1 REQUERIMIENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA

5.2.1.1 MÁQUINAS Y EQUIPOS.

- Torno
- Fresadora
- Esmeril
- Soldadora eléctrica
- Taladro manual
- Taladro de pedestal
- Equipo de pintura
- Sierra mecánica
- Cortadora de disco.
- Amoladora.

5.2.1.2 HERRAMIENTAS

- Útiles para torneear
- Útiles para fresar
- Brocas
- Martillo
- Llaves
- Rayador
- Sierra de arco
- Cepillo de acero.
- Limas

5.2.1.3 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN.

- Calibrador pie de rey

- Flexómetro
- Nivel
- Escuadra
- Reloj palpador.

5.2.1.4 RESUMEN DE MATERIA PRIMA.

- Ejes de Acero A-36, diversos diámetros.
- Planchas de Acero A-36, diversos espesores.
- Tubo estructural cuadrado.
- Perfiles C (UPN 100).
- Perfiles L (ángulos/ 50 x 3)

5.2.1.5 ELEMENTOS A CONSTRUIR.

- Estructura
- Soporte de los rodillos
- Bocín para el soporte de los rodillos
- Rodillos
- Tambor motriz
- Estructura del reductor de velocidad
- Eje 1
- Eje 2
- Placa para tensar.

5.2.1.6 ELEMENTOS SELECCIONADOS.

- Poleas y bandas
- Sujetadores
- Cinta transportadora
- Rodamientos y chumaceras.
- Motor eléctrico (ver especificaciones en el, **ANEXO VI**).

- Tablero de control.

Una vez que ha descrito los requerimientos para la construcción del prototipo, es necesario establecer las hojas de proceso de construcción de cada elemento.

5.2.2 HOJAS DE PROCESO

Para la construcción del Sistema de Transporte Continuo, es necesario disponer de los procedimientos de fabricación de los diferentes elementos a construirse. Por lo que en el **ANEXO VII** se presentan las hojas de procesos de los elementos constitutivos de la máquina, las cuales serán de mucha ayuda para el trabajador encargado de la fabricación.

5.3 MONTAJE DEL SISTEMA DE TRANSPORTE CONTINUO

5.3.1 RODILLOS.

- Colocar los bocines en el eje de los rodillos y fijarlos con soldadura.
- Montar en tubo y fijarlo a los bocines mediante soldadura.
- Refrentar las caras laterales de los rodilos.
- Vulcanizar.

5.3.2 TAMBOR MOTRIZ.

- Colocar los bocines en el eje del tambor motriz y fijarlos con soldadura.
- Montar en tubo y fijarlo a los bocines mediante soldadura.
- Refrentar las caras laterales del tambor motriz.
- Vulcanizar.

5.3.3 SOPORTES PARA LOS RODILLOS

Este ensamble consiste en introducir el bocín en el soporte de los rodillos y fijarlos con suelda.

5.3.4 ESTRUCTURA.

- Soldar elementos conforme al plano 1.2568.101.
- Montaje de las chumaceras UPC 208.
- Montaje del tambor motriz
- Montar la polea en el tambor motriz con la respectiva lengüeta.
- Montaje y fijación de los soportes para los rodillos de arrastre.
- Montaje de los rodillos de arrastre.

- Montaje y fijación de los soportes para los rodillos de retorno.
- Montaje de los rodillos de retorno.

5.3.5 REDUCTOR DE VELOCIDAD

- Soldar la estructura conforme al plano 1.2568.102
- Montar y fijar las chumaceras UPC 204 en la estructura.
- Montar las poleas a los ejes con las respectivas lengüetas.
- Montar las bandas 2 y 3.
- Montar los ejes en las chumaceras.
- Montar la placa para tensar.
- Montar el motor sobre la placa.
- Montar la polea motriz con la lengüeta correspondiente.
- Montar la banda 1.

5.3.6 SISTEMA DE CONTROL.

- Colocación de los contactores, pulsadores, protecciones en el interior de una caja acrílica.
- Conexión de los diferentes dispositivos eléctricos

5.3.7 MONTAJE FINAL

Una vez hecho el montaje de forma independiente de cada uno de los sistemas que conforman la máquina, se procede al montaje final de la siguiente manera:

- Ensamble y ubicación de la estructura.
- Montaje del sistema del reductor de velocidad.
- Se fija el tablero de control a la estructura.
- Se conecta el motor al tablero de control.
- Se ajusta la banda 1, moviendo y asegurando el motor sobre la placa guía.
- Se ajustan las bandas 2 y tres.
- Se verifica que las bandas se encuentren alineadas en las poleas respectivas.
- Se verifica que todos los pernos se encuentren bien ajustados.

CAPÍTULO VI

ANÁLISIS DE COSTOS

6.1 INTRODUCCIÓN

Con el análisis de costos se pretende determinar el monto económico necesario para la realización del proyecto. El análisis de costos se lo realiza tomando en cuenta los costos directos y los costos indirectos.

Para determinar el Costo Total Directo se considera los costos parciales de:

- Materiales directos
- Elementos Normalizados
- Costos de Maquinado
- Costos de Montaje

De manera similar para determinar el Costo Total Indirecto se considera los costos parciales de:

- Materiales Indirectos
- Costos de Ingeniería
- Gastos Imprevistos

Para determinar el Costo total del sistema de transporte continuo, se suma el total de los Costos Directos con los Costos Indirectos.

6.2 ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS

6.2.1 COSTO DE MATERIALES DIRECTOS.

Se denominan Materiales Directos a la materia prima que se utiliza para construir los elementos que conforman la maquina. Los costos de materiales directos se presentan en la Tabla 6.1

Tabla 6.1 Costo de materiales directos

Material	Cantidad	Valor unitario [usd]	Valor total [usd]
Eje Cilíndrico de Acero A-36 ϕ 32mm, l=250mm	2	4.48	8.96
Eje Cilíndrico de Acero A-36 ϕ 40mm, l=1000mm	1	22.4	22.4
Eje Cilíndrico de Acero A-36 ϕ 20mm, l=905mm	17	10.25	174.25
Perfil laminano UPN 100 (perfil tipo C)	4	165.35	661.4
Tubo estructural cuadrado 50x3,(Disponible en 6m)	6	29.45	176.70
Tubo estructural cuadrado 40x3,(Disponible en 6m)	1	24.30	24.30
Tubo estructural cuadrado 20x2,(Disponible en 6m)	1	8.34	8.34
Perfil estructural Tipo "L" 50x50x3(Disponible 6m)	4	13.34	53.36
Pletina de Acero A-36, e=15mm, l=6m, a=150mm	1	110.21	110.21
Tubo circular, tipo cañería galvanizada (Disponible 6m) ϕ 88.9mm, e=3.2mm L=800 mm	1	36.98	36.98
Tubo circular, tipo cañería galvanizada (Disponible 6m) ϕ 42.4mm, e=2.5mm L=800 mm	17	10.55	179.35
Eje hueco (bronce fosfórico), Φ i=23, Φ e=36 mm, L=1000 mm	1	241.00	241.00
Varios		30.00	30.00
SUBTOTAL			1727.75

Fuente: Comercializadoras de Quito

Elaborado: Héctor García N.

6.2.2 COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS

Son aquellos que son de libre comercialización en el mercado y no necesitan ser alterados para su uso. Los costos de los elementos directos se muestran en la siguiente Tabla 6.2

Tabla 6.2 Costo de elementos Normalizados

Material	Cant.	Val. Unit. [usd]	Val. total [usd]
Motor trifásico 1800RPM, 0, 5HP,220V	1	112.55	112.55
Cable Bipolar Nro. 10	1	3.25	3.25
Cable Sólido Nro. 12	3	0.65	1.95
Protecciones Eléctricas		35	35
Tomacorriente	1	2.55	2.55
Caja acrílica para elementos eléctricos	1	15.65	15.65
Polea Aluminio $\phi=279\text{mm}$	1	7.22	7.22
Polea Aluminio $\phi=254\text{mm}$	1	6.75	6.75
Polea Aluminio $\phi=63.5\text{mm}$	4	3.25	13
Banda Tipo V Nro. 71	1	6.04	6.04
Banda Tipo V Nro. 57	1	5.51	5.51
Banda Tipo V Nro. 26	1	2.71	2.71
Chumaceras UCP 208 GBK-FK	2	16	32
Chumaceras UCP 204 GBK-FK	4	8.25	33
Pernos (Varios)			42.04
Tuercas (Varios)			15.16
Arandelas (Varios)			11.34
Prisioneros (Varios)			1.62
Cinta transportadora	21	53.76	1128.96
SUBTOTAL			1476,3

Fuente: Comercializadoras de Quito

Elaborado: Héctor García N.

6.2.3 COSTO DE MAQUINADO

Este costo tiene que ver con el valor respecto a la mano de obra directa empleada en las máquinas herramientas y equipamiento eléctrico. Estos valores

se calculan basándose en el tiempo requerido para la fabricación de los elementos y se presentan en la Tabla 6.3

Tabla 6.3 Costo de maquinado

Máquina	Costo por máquina incluido mano de obra [usd/h]	Tiempo total [h]	Costo total por máquina [usd]
Torno	8	10	80
Fresadora	13	1	13
Soldadura	6	10	60
Taladradora	4,5	5	22.5
Amoladora	4,25	6	25.5
Subtotal			201

Fuente: Taller Máquinas Herramientas

Elaborado: Héctor García N.

6.2.4 COSTO DE MONTAJE

Estos costos están relacionados con la mano de obra necesaria para el armado y ensamblado de cada una de las partes del sistema de transporte continuo. Para el montaje, se considera el trabajo de 2 personas durante 5 días a un costo de \$15 diarios/trabajador, resultando un costo total de \$150.

6.2.5 COSTO DIRECTO TOTAL

En la Tabla 6.4 se indica la cantidad total del costo directo.

Tabla 6.4 Costo Directo Total

Componente del costo	Valor [usd]
Materiales Directos	1727,75
Elementos Normalizados	1476.3
Costo de maquinado	201
Costo de Montaje	150
Subtotal	3555,05

6.3 ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS

6.3.1 COSTO DE MATERIALES INDIRECTOS

Los costos de materiales indirectos se muestran en la Tabla 6.5

Tabla 6.5 Costo de materiales Indirectos

Material	Cantidad	Valor unitario [usd]	Valor total [usd]
Electrodos 6011-1/8"(kg)	6	2,30	13,80
Lija para Hierro	4	0,5	2
Pintura anticorrosiva	4L	3.75	15
Thiñer	3L	1,5	4,5
Guaype	10	0,15	1,50
Varios		10	10
Subtotal			31,8

Fuente: Comercializadoras de Quito

Elaborado: Héctor García Narváez

6.3.2 COSTO DE INGENIERÍA

Corresponde al costo debido al tiempo que los ingenieros han dedicado para el diseño de la máquina. Aproximadamente se emplean 60 horas

Este costo constituye el valor económico debido al conocimiento del ingeniero para diseñar y seleccionar los elementos de la máquina.

Un ingeniero con experiencia en diseño de Maquinaria Industrial debe percibir un mínimo de 20 dólares por hora. El tiempo necesario para el diseño es aproximadamente 60 horas, por lo tanto el costo por diseño es: 1200 dólares

6.3.3 COSTO TOTAL INDIRECTO

En la Tabla 6.6 se indica la cantidad total del costo indirecto.

Tabla 6.6 Costo Total Indirecto

Componente del costo	Valor [usd]
Materiales Indirectos	31,80
Costo de ingeniería	1200
Subtotal	1231,80

6.4 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.

Resulta de la adición de los costos directos con los costos indirectos, esto se indica en la Tabla 6.7

Tabla 6.7 Costo Total de la máquina

COMPONENTE DEL COSTO	VALOR[USD]
Costo Directo	3555,05
Costo Indirecto	1231,80
Total	4786,85

Como se puede ver en la Tabla 6.7; el costo total obtenido para el sistema de transporte continuo, resulta asequible para los pequeños y medianos productores industriales.

CAPITULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES.

- En nuestro país, en la industria local dedicada a la manufactura de productos no existe la preocupación de construir sistemas de transporte continuo que permitan agilizar los procesos industriales.
- Conforme a la información obtenida del estudio de campo se puede notar que la mayoría de empresas, pierden tiempo valioso en el transporte de los productos en el interior de sus procesos productivos.
- El objetivo principal se ha cumplido al diseñar el sistema de transporte continuo, que satisface con los parámetros funcionales y requerimientos operacionales planteados al inicio de este trabajo.
- Los planos para la posterior construcción se presentan de forma clara y cumpliendo con las normas de dibujo, con todas las indicaciones necesarias para la construcción de la máquina.
- El funcionamiento puede ser controlado por cualquier persona, no se requiere de personal calificado.
- El sistema de transporte continuo, está constituido por elementos que pueden ser reemplazados en el sitio, sin tener la necesidad de acudir a un taller mecánico.

7.2 RECOMENDACIONES

- Se recomienda poner énfasis en la precisión de las dimensiones en la construcción de los elementos de acople, de tal forma que al ensamblar la máquina no exista problemas
- Se sugiere continuar con este tipo de proyectos orientados a mejorar la industria local, mejorando las condiciones laborales.
- Se recomienda verificar que tanto las bandas como la cinta transportadora se encuentren templadas adecuadamente antes de poner en funcionamiento la máquina.
- Se recomienda verificar que las dimensiones de los diferentes elementos a construir estén dentro del rango de tolerancias, de tal forma que al ensamblar la máquina no exista problemas.
- Es recomendable que el mantenimiento se lo realice en adecuados períodos de tiempo, especialmente lo referente a lubricación de rodamientos, además se debe tener cuidado con el vulcanizado de los rodillos y la pintura de la estructura para evitar la corrosión
- Se debe tener presente la ubicación del botón de apagado de emergencia, por si surge algún imprevisto durante su operación.
- Se deben seguir todas las recomendaciones de seguridad industrial para realizar los distintos trabajos en las máquinas herramientas utilizadas cuando se construya el sistema de transporte continuo.

BIBLIOGRAFÍA

1. SHIGLEY-MISCHKE; Diseño en Ingeniería Mecánica; 5ª Ed; Editorial Mc Graw-Hill; México ,1989.
2. MARKS; Manual del Ingeniero Mecánico 9ª Ed; Editorial McGraw-Hill; México.
3. ESTRONEO Y CONSORTI; El Dibujo Mecánico; 2ª Ed; Editorial Montaner y Simon S.A; Barcelona, 1975.
4. JUVINALL, R, Fundamentos para Ingeniería Mecánica, Limusa, México, 1997.
5. VARGAS, J; Guía de los fundamentos de Dibujo Industrial; E.P.N., Carrera de Ingeniería Mecánica; Quito-Ecuador, 2007.
6. INEN; Código de Dibujo Técnico Mecánico; Quito, 1981.
7. VARGAS, J; Producción por Virutaje; E.P.N., Carrera de Ingeniería Mecánica; Quito-Ecuador, 2007.
8. DAYCO, Engineering Guido for Industrial V-Belt Drives.
9. FAG, Manual de Rodamientos
10. KAUMAN S/A, Manual de bandas
11. PIRELLI S/A, Manual de Diseño de Cálculo de cintas Transportadoras

ANEXOS