ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS

INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BANDA TRASPORTADORA, CON BRAZO CLASIFICADOR, PARA LA AUTOMATIZACIÓN DEL EMPAQUETADO DE TOALLAS SANITARIAS, PARA LA EMPRESA CONSTRUCCIÓN DE MAQUINARIA J.W. - CEMAIN"

AUTOR:

FUENTES OCEJO, ALEXIS BERLÉN

DIRECTOR:

CORTEZ PAZMIÑO, BYRON HERNÁN

SANGOLQUÍ

2017

ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BANDA TRASPORTADORA, CON BRAZO CLASIFICADOR, PARA LA AUTOMATIZACIÓN DEL EMPAQUETADO DE TOALLAS SANITARIAS, PARA LA EMPRESA CONSTRUCCIÓN DE MAQUINARIA J.W. - CEMAIN"** realizado por el señor **FUENTESOCEJO ALEXIS BERLÉN**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software antiplagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar al señor **FUENTES OCEJO ALEXIS BERLÉN** para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 2 de agosto del 2017

Ing. Cortez Pazmiño Byron Hernán. MSc.

DIRECTOR

ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

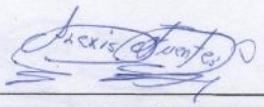
DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, **FUENTES OCEJO ALEXIS BERLÉN**, con cédula de identidad N° 1724594435, declaro que este trabajo de titulación **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BANDA TRASPORTADORA, CON BRAZO CLASIFICADOR, PARA LA AUTOMATIZACIÓN DEL EMPAQUETADO DE TOALLAS SANITARIAS, PARA LA EMPRESA CONSTRUCCIÓN DE MAQUINARIA J.W. - CEMAIN"** ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas. Consecuentemente declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada

Sangolquí, 2 de agosto del 2017



Fuentes Ocejo Alexis Berlén

C.I: 1724594435

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORIZACIÓN

Yo, **FUENTES OCEJO ALEXIS BERLÉN**, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la institución el presente trabajo de titulación, **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BANDA TRASPORTADORA, CON BRAZO CLASIFICADOR, PARA LA AUTOMATIZACIÓN DEL EMPAQUETADO DE TOALLAS SANITARIAS, PARA LA EMPRESA CONSTRUCCIÓN DE MAQUINARIA J.W. - CEMAIN"** cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

Sangolquí, 2 de agosto del 2017

Fuentes Ocejo Alexis Berlén

C.I: 1724594435

DEDICATORIA

Efímero, como agua entre los dedos, fue la vida en la universidad, un recorrido intrincado lleno de retos y desafíos, de caídas y alegrías. En mi memoria, muchas variables, profesores y amigos, una sola constante… Tú.

Por tu compañía, por apostar por mí, por deshacerte un poco tu para que me hiciera totalmente yo. Gracias por acompañarme en este bello viaje que es la vida. ¡Gracias mamá!

Alexis

AGRADECIMIENTO

A mi familia, mi madre, mis abuelos, mis tíos y primos, a todos ustedes gracias, gracias por siempre estar allí, a mis amigos que hicieron de este viaje más placentero.

Agradezco al profesor amigo que nunca se rindió conmigo, por su tiempo, por su dedicación y paciencia, ¡gracias! Al ingeniero Byron Cortéz, agradezco su invaluable apoyo y ayuda académica para poder llevar este trabajo a buen puerto. Finalmente, con infinita gratitud, agradezco al ingeniero Washington Jiménez por abrirme las puertas de su empresa cuando necesitaba hacer mis pasantías y finalmente por permitirme desarrollar el proyecto de grado, sin su sólido respaldo técnico, su experiencia, su mano amiga, hoy no fuera posible esto, gracias por ese apoyo y ese consejo amigo.

Alexis

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD iii
AUTORIZACIÓN iv
DEDICATORIA v
AGRADECIMIENTOS vi
ÍNDICE DE CONTENIDO vii
ÍNDICE DE FIGURAS xiv
ÍNDICE DE TABLAS xviii
RESÚMEN xxi
ABSTRACT xxii
CAPÍTULO 1: GENERALIDADES 1
1.1 Introducción 1
1.2 Antecedentes 2
1.2.1 De la empresa 2
1.2.2 De la banda trasportadora 2
1.2.3 Cronología de la banda transportadora 4
1.3 Justificación 5
1.4 Alcance del proyecto 6
1.5 Objetivos Del Proyecto 7
1.5.1 Objetivo general 7
1.5.2 Objetivos específicos 7
1.6 Estructura Del Documento 7
1.7 Resumen 8
CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO 9
2.1 La Banda Transportadora 9

2.1.1 Definición y funcionamiento 9
2.1.2 Ventajas y desventajas 10
A. Ventajas 10
B. Desventajas 10
2.1.3 Clasificación 11
A. Por su servicio 11
B. Por su posición 12
C. Por el tipo de banda que tiene 12
2.1.4 Elementos, partes y componentes 14
A. La Banda 14
B. El Bastidor 20
C. Tambores 20
D. Engrane 21
E. Rodillos 23
F. Tensores 26
G. Grupos Motrices 26
2.2 Brazo Clasificador 28
2.2.1 Definición y funcionamiento 29
A. Definición de Brazo Clasificador 29
B. Definición de mecanismo 29
C. Mecanismo de Hoecken 30
2.2.2 Ventajas y desventajas 31
A. Ventajas 31
B. Desventajas 31
2.3 Sistema Neumático 31
2.3.1 Elementos, partes y componentes 32

A. Sistema de producción y distribución de aire. 32
B. Sistema de utilización de aire 33
2.3.2 Ventajas y desventajas 35
A. Ventajas 35
B. Desventajas 35
2.4 Sistema de Automatización Industrial 35
2.4.1 Definición y Funcionamiento 35
2.4.2 Clasificación 36
2.4.3 Ventajas y desventajas 37
A. Ventajas 37
B. Desventajas 37
2.4.4 Elementos, partes y componentes 37
A. CPU 38
B. Memoria 38
C. Interfaz de entrada 38
D. Interfaz de salida 39
E. Alimentación 39
F. Unidad de programación 39
2.5 Resumen 39
CAPÍTULO 3: REQUERIMIENTOS Y PARÁMETROS DE DISEÑO 40
3.1 La Casa de la Calidad 40
3.1.1 La voz del usuario 40
3.1.2 La voz del ingeniero 41
3.2 Resultados de la Casa de la Calidad 41
3.3 Especificaciones Técnicas 43
3.4 Análisis Funcional 44

3.4.1 Nivel 0 44
3.4.2 Nivel 1 44
3.4.3 Nivel 2 45
3.5 Diseño Modular 46
3.6 Módulo 1 – Sistema de Transporte, Elevación y Posicionamiento 48
3.6.1 Solución 1 – Banda modular 48
A. Ventajas 48
B. Desventajas 49
3.6.2 Solución 2 – Banda lisa 49
A. Ventajas 50
B. Desventajas 50
3.6.3 Solución 3 – Banda nervada o rugosa 50
A. Ventajas 50
B. Desventajas 51
3.6.4 Análisis de soluciones para Módulo 1 51
3.7 Módulo 2 – Brazo Clasificador 55
3.7.1 Solución 1 – Pistón neumático 55
A. Ventajas 56
B. Desventajas 56
3.7.2 Solución 2 – Mecanismo Biela – Manivela - Corredera 57
A. Ventajas 57
B. Desventajas 57
3.7.3 Solución 3 – Mecanismo de Retorno Rápido 58
A. Ventajas 58
B. Desventajas 59
3.7.4 Solución 4 – Mecanismo de Hoecken 59

A. Ventajas 60
B. Desventajas 60
3.7.5 Solución 5 – Mecanismo Leva - Seguidor 60
C. Ventajas 61
D. Desventajas 61
3.7.6 Análisis de soluciones para Módulo 2 61
3.8 Módulo 3 – Control del Proceso 65
3.8.1 Solución 1 – Arduino 66
A. Ventajas 66
B. Desventajas 66
3.8.2 Solución 2 – Controlador Lógico Programable PLC 67
A. Ventajas 67
B. Desventajas 67
3.8.3 Análisis de soluciones para Módulo 3 68
3.9 Módulo 4 – Grupos Motrices 70
3.9.1 Solución 1 – Motor AC 71
A. Ventajas 71
B. Desventajas 71
3.9.2 Solución 2 – Motor a Pasos 72
A. Ventajas 72
B. Desventajas 73
3.9.3 Solución 3 – Servomotor 73
A. Ventajas 73
B. Desventajas 73
3.9.4 Análisis de soluciones para Módulo 4 74
3.10 Prototipo de Máquina Final 76

3.11 Resumen 78
CAPÍTULO 4: INGENIERÍA DE DETALLE 79
4.1 Diseño de la Banda Transportadora 79
4.1.1 Análisis de la zona curva inferior (T_{M1}) 82
4.1.2 Análisis de la zona elevada (T_{M2}) 92
4.1.3 Análisis de la zona circular superior (T_{M3}) 94
4.1.4 Análisis geométrico de la banda 99
4.1.5 Análisis de potencia requerida de la banda 101
4.1.6 Análisis de la rueda dentada 109
4.1.7 Diseño mecánico del eje 110
A. Diseño Geométrico 110
B. Diseño por Resistencia 110
C. Diseño por Rigidez 132
D. Diseño por Vibraciones 137
4.2 Diseño del Brazo Clasificador 139
4.2.1 Modelamiento del mecanismo de Hoeckens 139
4.2.2 Esfuerzo Normal por Tracción 145
4.2.3 Diseño mecánico del eje 152
A. Diseño Geométrico 152
B. Diseño por Resistencia 152
C. Diseño por Rigidez 164
D. Diseño por Vibraciones 166
4.3 Automatización del Sistema 167
4.3.1 Controlador lógico Programable PLC. 167
4.3.2 Funcionamiento 170
4.3.3 Sensores. 171

4.3.1 Actuador neumático y electroválvula 174
4.4 Resumen 174
CAPÍTULO 5: PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO 176
5.1 Funcionamiento de la Banda Transportadora 176
5.2 Funcionamiento del Brazo Clasificador 179
5.3 Resumen 182
CAPÍTULO 6: ANÁLISIS DE COSTOS 183
6.1 Costos Directos 183
6.2 Costos Indirectos 183
6.3 Costos de Fabricación 184
6.4 Costo Total 184
6.5 Utilidad 185
6.6 Resumen 185
CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 186
7.1 Conclusiones 186
7.2 Recomendaciones 186
BIBLIOGRAFÍA 186
ANEXOS 186

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Primeras bandas trasportadoras para trasporte de carbón. 3
Figura 2. Cadena de montaje Ford en 1913 3
Figura 3. Banda Transportadora servicio pesado 11
Figura 4. Banda transportadora servicio ligero 11
Figura 5. Clasificación de las bandas transportadoras pro su posición 12
Figura 6. Clasificación según el tipo de banda 13
Figura 7. Componentes de la banda 14
Figura 8. Ejemplo de forma correcta de hacer referencia a una banda 18
Figura 9. Unión de banda con grapas (Grapado) 18
Figura 10. Unión de bandas por vulcanizado 19
Figura 11. Banda modular Tabletop 19
Figura 12. Bastidor de banda transportadora fija 20
Figura 13. Rueda dentada 21
Figura 14. Corona (izq.) y Piñón (der) 22
Figura 15. Bandas modulares y su respectiva rueda dentada 23
Figura 16. Partes constitutivas de un rodillo 24
Figura 17. Disposición de los rodillos en el espacio. 25
Figura 18. Conformación de un grupo motriz en una banda transportadora 26
Figura 19. Grupo Motriz, Motor eléctrico + reductor. 27
Figura 20. Reductor de velocidad de tornillo Sin fin – Corona 28
Figura 21. Secuencia de movimiento del Mecanismo de Hoecken. 30
Figura 22. Componentes de un sistema neumático básico 32
Figura 23. PLC Compacto Mitsubishi Serie FX-FX1S 36
Figura 24. PLC Modular Mitsubishi Familia Q 37
Figura 25. Arquitectura básica de un PLC. 38
Figura 26. Matriz Casa de la Calidad o QFD. 42
Figura 27. Ficha técnica de Banda transportadora y brazo clasificador 43
Figura 28. Nivel 0 44
Figura 29. Nivel 1 44
Figura 30. Nivel 2 45

Figura 31. Diseño Modular 47
Figura 32. Módulo 1 48
Figura 33. Combinación de alternativas para Módulo 1 51
Figura 34. Solución 1 para Módulo 1 55
Figura 35. Módulo 2 55
Figura 36. Pistón doble efecto FESTO 56
Figura 37. Mecanismo Biela – Manivela - Corredera 57
Figura 38. Mecanismo de Retorno Rápido 58
Figura 39. Mecanismo de Hoecken 59
Figura 40. Mecanismo Leva - Seguidor 60
Figura 41. Combinación de alternativas para Módulo 2 61
Figura 42. Placa Arduino Uno 66
Figura 43. Combinación de alternativas para Módulo 3 68
Figura 44. Motor Trifásico – Reductor Engranajes cónicos 71
Figura 45 Motor a Pasos 72
Figura 46. Combinación de alternativas para Módulo 4 74
Figura 47. Resumen de Soluciones 77
Figura 48. Diseño CAD – Banda Transportadora y Brazo Clasificador 78
Figura 49. Dimensiones del producto (Toalla Nosotras Invisible Clásica) 79
Figura 50. Banda Modular 882T 81
Figura 51. Banda transportadora Modular con sección con acumulación 82
Figura 52. Zona curva inferior 83
Figura 53. Análisis por secciones para una configuración de banda circular 83
Figura 54. Coeficientes de fricción – Tabla 4 de Catálogo AVE 85
Figura 55. Factores Fr, Fs y ángulo de curvatura – Tabla 6 de Catálogo AVE 85
Figura 56. Factor de velocidad Fv – Tabla 1 de Catálogo AVE 88
Figura 57. Factor de servicio Fs – Tabla 2 de Catálogo AVE 89
Figura 58. Zona elevada 92
Figura 59. Coeficiente de fricción banda/producto – Tabla 5 de Catálogo AVE 92
Figura 60. Zona curva superior 94
Figura 61. Factor de temperatura – Tabla 12 de Catálogo AVE 98
Figura 62. Coeficiente de expansión térmica – Tabla 11 de Catálogo AVE 100

Figura 63. Catálogo de motores Siemens 104
Figura 64. Catálogo de reductores MOTOX de Siemens 105
Figura 65. Piñón conducido y de arrastre 109
Figura 66. Geometría del eje conductor 110
Figura 67. Diagrama de fuerzas del eje motriz 111
Figura 68. Diagrama de fuerzas del eje motriz – Plano XY 113
Figura 69. Diagrama de fuerzas del eje motriz – Plano XZ 114
Figura 70. Concentrador de esfuerzo para eje sometido a flexión 117
Figura 71. Concentrador de esfuerzo para eje sometido a torsión 119
Figura 72. Diagrama de fuerzas del eje motriz – Plano XZ 123
Figura 73. Geometría de la chaveta en el eje 127
Figura 74. Dimensiones para la rueda motriz 130
Figura 75. Deflexión lineal y angular del eje de la banda 133
Figura 76. Deflexión lineal y angular máximas permisibles 134
Figura 77. Eje con 2 soportes de rodamientos 135
Figura 78. Curvas de Resonancia 138
Figura 79. Dimensiones estándar del M. Hoeckens 140
Figura 80. Fuerza de rozamiento 142
Figura 81. DCL para Caso A 143
Figura 82. Eslabón a tracción 145
Figura 83. Concentrador de esfuerzo para barra sometido a tracción 145
Figura 84. Eslabón a tracción 148
Figura 85. Simulación del mecanismo de Hoeckens 150
Figura 86. Torque máximo por ángulo de giro 151
Figura 87. Geometría del eje del brazo clasificador 152
Figura 88. Diagrama de fuerzas del eje del brazo 153
Figura 89. Diagrama de fuerzas del eje – Plano XZ 154
Figura 90. Diagrama de fuerzas del eje – Plano XY 159
Figura 91. Deflexión lineal y angular del eje del brazo 165
Figura 92. PLC Zelio SR2B121BD 170
Figura 93. Secuencia de funcionamiento 171
Figura 94. Sensor de contacto fin de carrera 173

Figura 95. Sensor inductivo 174
Figura 96. Prueba de funcionamiento de la banda 177
Figura 97. Correcciones Banda Trasportadora..... 179
Figura 98. Prueba de funcionamiento de la banda 180
Figura 99. Lista de Equipos y materiales 198
Figura 100. Anexo 1 – AISI 4340 – Catálogo Ivan Bohman..... 199
Figura 101. Anexo 2 – Rodamientos – Catálogo FAG 200
Figura 102. Anexo 3 – Dimensiones de chaveta – Catálogo MOTOX..... 201
Figura 103. Anexo 4 – Tabla 8 – Catálogo AVE..... 201
Figura 104. Anexo 5 – Chumaceras – Catálogo Ivan Bohman..... 202
Figura 105. Anexo 6 – Dimensiones de chavetas 202

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Identificación para tejidos de bandas. Norma DIN 22102 15
Tabla 2 Calidad de los recubrimientos. Norma DIN 22102 16
Tabla 3. Anchos de banda. Norma DIN 22102 16
Tabla 4. Propiedades especiales de bandas. Norma DIN 22102 17
Tabla 5. Diámetros normados para tambores. Norma DIN 22101 21
Tabla 6. Matriz de criterios para Módulo 1. 52
Tabla 7. Matriz Análisis de Soluciones 1: Transporte forma continua. 52
Tabla 8. Matriz Análisis de Soluciones 2: Elevar Carga 52
Tabla 9. Matriz Análisis de Soluciones 3: Girar Producto 53
Tabla 10. Matriz Análisis de Soluciones 4: Mantenimiento 53
Tabla 11. Matriz Análisis de Soluciones 5: Servicio Pesado 53
Tabla 12. Matriz Análisis de Soluciones 6: Seguridad 53
Tabla 13. Matriz Análisis de Soluciones 7: Facilidad de Construir 54
Tabla 14. Matriz Análisis de Soluciones 8: Costo 54
Tabla 15. Matriz de decisiones para Módulo 1 54
Tabla 16. Matriz de criterios para Módulo 2 62
Tabla 17. Matriz Análisis de Soluciones 1: Eficiencia del Mecanismo 62
Tabla 18. Matriz Análisis de Soluciones 2: Productividad 63
Tabla 19. Matriz Análisis de Soluciones 3: Mantenimiento 63
Tabla 20. Matriz Análisis de Soluciones 4: Servicio Pesado 63
Tabla 21. Matriz Análisis de Soluciones 5: Seguridad 64
Tabla 22. Matriz Análisis de Soluciones 6: Facilidad de Construir 64
Tabla 23. Matriz Análisis de Soluciones 7: Costo 64
Tabla 24. Matriz de decisiones para Módulo 2 65
Tabla 25. Matriz de criterios para Módulo 3 68
Tabla 26. Matriz Análisis de Soluciones 1: Facilidad de Implementar 69
Tabla 27. Matriz Análisis de Soluciones 2: Facilidad de Uso 69
Tabla 28. Matriz Análisis de Soluciones 3: Mantenimiento 69
Tabla 29. Matriz Análisis de Soluciones 4: Servicio Pesado 69
Tabla 30. Matriz Análisis de Soluciones 5: Costo 70

Tabla 31. Matriz de decisiones para Módulo 3 70
Tabla 32. Matriz de criterios para Módulo 4..... 74
Tabla 33. Matriz Análisis de Soluciones 1: Precisión..... 74
Tabla 34. Matriz Análisis de Soluciones 2: Velocidad Regulable..... 75
Tabla 35. Matriz Análisis de Soluciones 3: Mantenimiento..... 75
Tabla 36. Matriz Análisis de Soluciones 4: Servicio Pesado..... 75
Tabla 37. Matriz Análisis de Soluciones 5: Costo 75
Tabla 38. Matriz de decisiones para Módulo 4 76
Tabla 39. Comparativa de motor 0.5 hp vs 1 hp 108
Tabla 40. Dimensiones de chaveta y chavetero para L_1..... 130
Tabla 41. Dimensiones de chaveta y chavetero para L_3..... 132
Tabla 42. Dimensiones de chaveta y chavetero para L_1..... 162
Tabla 43. Dimensiones de chaveta y chavetero para L_4..... 164
Tabla 44. Matriz de Criterio para PLC 168
Tabla 45. Matriz Análisis de Soluciones 1: Entradas/Salidas..... 168
Tabla 46. Matriz Análisis de Soluciones 2: Facilidad de Programar 168
Tabla 47. Matriz Análisis de Soluciones 3: Costo 169
Tabla 48. Matriz de Decisiones para PLC 169
Tabla 49. Características del PLC. 170
Tabla 50. Matriz de Criterio para Sensor 172
Tabla 51. Matriz Análisis de Soluciones 1: Funcionalidad..... 172
Tabla 52. Matriz Análisis de Soluciones 2: Servicio 172
Tabla 53. Matriz Análisis de Soluciones 3: Costo 172
Tabla 54. Matriz de Decisiones para Sensor 173
Tabla 55. Check List de la Banda Transportadora 177
Tabla 56. Toallas por minuto 178
Tabla 57. Check List del Brazo Clasificador 181
Tabla 58. Toallas por minuto 181
Tabla 59. Costos Directos. 183
Tabla 60. Costos Indirectos. 184
Tabla 61. Costos de Fabricación. 184
Tabla 62. Costo Total. 184

Tabla 63. Utilidad..... 185

CAPÍTULO 1: GENERALIDADES

En el presente capítulo se describe los antecedentes y una breve explicación del funcionamiento de una banda transportadora. Se plantea también el alcance y limitaciones del proyecto, así como también los objetivos que se espera obtener con el mismo. De igual manera se explica cómo está estructurado el documento.

1.1 Introducción

La Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, ha realizado varios trabajos de titulación en favor de la industria ecuatoriana, es el caso del proyecto de titulación llamado ¨Diseño e implementación de un sistema automático de dosificación de bebidas para la empresa COMPUENGINE Cía. Ltda.¨ (Espinoza Castro & Salazar Vaca, 2015) o el proyecto que toma por nombre ¨Diseño, construcción e implementación de la estación de enfriamiento para láminas asfálticas impermeabilizantes en la línea de producción de la planta El Inga de la empresa Chova del Ecuador¨ (Reyes Barriga, Fausto Andrés, 2015) de la carrera de Ingeniería Mecánica.

La banda trasportadora es un sistema de trasporte continuo ampliamente usado en la industria principalmente se usa para el manejo y trasporte materias primas y productos terminados. Su funcionamiento, consiste en una cinta flexible sujeta a dos tambores que le hacen girar mediante el accionamiento de un motor, lo que permite el desplazamiento del producto de un lugar a otro. Se combinan con equipos de automatización que permiten una distribución muy eficiente tanto en manejo de grandes o pequeños volúmenes, permitiendo reducir gastos en mano de obra y trasporte.

1.2 Antecedentes

1.2.1 De la empresa

CEMAÍN lleva más de 10 años en el mercado ofreciendo soluciones tecnológicas de primera a la industria ecuatoriana, en el año 2014 diseño una banda trasportadora para la línea de producción de papel higiénico Scott doble hoja acolchado, razón por la cual fue referido para realizar la actual banda trasportadora para la empresa Familia. CEMAÍN y Familia S.A. tienen una estrecha relación de trabajo, en el principio ofreciendo trabajos de mantenimiento a la maquinaria de la empresa Familia S.A. para posteriormente ofrecer soluciones de diseño y construcción de maquinaria especializada para sus distintas líneas de producción, actualmente CEMAIN está diseñando el proceso de producción previo a la entrada a la banda transportadora, concretamente el conformado de toallas higiénicas.

1.2.2 De la banda trasportadora

Alrededor del año 1975 la industria de la minería permite el surgimiento de las primeras bandas transportadoras, usadas principalmente para el transporte de carbón, en aquel entonces, las bandas transportadoras cubrían distancias cortas y en terrero plano.

El sistema de la primera banda transportadora era muy rústico, estaba compuesta por una tabla de madera cóncava o plana sobre la cual reposaba una banda de cuero, de goma o lona. El sistema no fue exitoso, sin embargo, si se lo pudo calificar como un método seguro, rápido y económico para transportar grandes cantidades de material de un lugar a otro.

Figura 1. Primeras bandas trasportadoras para trasporte de carbón.

Fuente: (SIG Società Italiana Gomma S.p.a, 2015)

En el año de 1913 *Ford Motor Company*, fabrica fundada en Estados Unidos por Henry Ford que se dedicaba a la producción en serie de autos introduce por primera vez la cadena de montaje en base a bandas transportadoras (ver Figura 2). La compañía minera H.C. Frick en el año de 1920, instaló una banda transportadora de 8 kilómetros bajo tierra para el transporte de minerales, demostrado la capacidad de las bandas transportadoras para cubrir grandes distancias.

Figura 2. Cadena de montaje Ford en 1913

Fuente: (27VUELTAS, 2013)

1.2.3 Cronología de la banda transportadora

El desarrollo histórico de la banda transportadora tuvo lugar según las demandas tecnológicas de la industria de su tiempo. La cronología del desarrollo de la banda transportadora se resume a continuación.

- **Año 1795:** Invención por Oliver Evans, en U.S.A. Primera cinta empleada en el transporte de grano; cinta descendente automotriz cuyo material era de cuero o lona. (Salinero Gervaso, 2013)
- **Año 1859:** Instalación de cintas en el canal de Suez para la construcción del mismo por Fernando de Lesseps. (Salinero Gervaso, 2013)
- **Año 1860:** Instalación en Siberia de un conjunto de cintas, para el transporte de arena, por el Ingeniero Ruso Lopatine. (Salinero Gervaso, 2013)
- **Año 1868:** Grahan Wesmacott y Lyster implementaron un diseño de rodillos planos con bordes levantados donde reposaban bandas de goma, el diseño no fue exitoso porque producía un acelerado desgaste de los bordes y su velocidad de operación no era constante. (Salinero Gervaso, 2013)
- **Año 1885:** En Estados Unidos Thomas Robbins inventa la terna de rodillos reduciendo significativamente el desgaste de la banda. Wesmacott y Lyster implementan la terna de rodillos logrando aumentar la capacidad de transporte de sus bandas transportadoras. (Salinero Gervaso, 2013)
- **Año 1900:** Se inventa el *Sándwich-Conveyor*, después la firma *Stephens Adamson* desarrollan una variante llamada *Loop Conveyor*, que fue muy popular debido a su amplio uso en la descarga de productos en los barcos, al punto de ser ampliamente usado en la actualidad.
- **Año 1919:** Desarrollo de la cinta *Booster*. Una variante de la banda del sistema *Horstemann*, desarrollado por la firma alemana *Krupp* conjuntamente con la firma *Rheinnische Braunkohlenwerke* de Colonia. (Salinero Gervaso, 2013)
- **Años 1920-1950:** Una época marcada por un gran avance en el desarrollo de bandas transportadoras, se inventó el *Cable Belt* en 1949 y se lo implementó por primera vez en 1953 en Escocia en la mina *Frances Colliery*, que usaba una banda de 720 metros de longitud y una capacidad de 170 *T/hora*. Los principales problemas suscitados durante este tiempo fue el material de las bandas que eran

de algodón, que al no poseer una gran resistencia debían ser reforzadas con una gran cantidad de telas lo que repercutía en una baja flexibilidad, además, los tambores tenían un diámetro muy grande y la terna de rodillos podía ser máximo de 20°. (Salinero Gervaso, 2013)

- **Año 1960:** Se inventa las bandas de Poliéster que rápidamente sustituyeron a las bandas de algodón debido a su alta resistencia, gran capacidad de transporte y aumento de las longitudes que podían cubrir las bandas transportadoras.
- **Año 1963:** En la construcción del metro de Paris para la extracción de materiales se usó por primera vez bandas con curvas horizontales, sistema que después fue instalado en Marruecos para la mina subterránea de Ouenza. Hoy en día existen instaladas más de 80 bandas, principalmente por firmas alemanas. (Salinero Gervaso, 2013)
- **Año 1965:** Inicio del empleo generalizado de las bandas ST *Steelcord,* originando un cambio similar al experimentado al pasar de las bandas de algodón a las de poliéster. (Salinero Gervaso, 2013)
- **Año 1970:** Intralox, una famosa empresa de Luisiana, registra la primera patente para todas las bandas plásticas incluida la modular. (RELLWIN INDUSTRY CO LTDA, 2000)
- **Año 1973:** La firma estadounidense *B.F. Goodrich* inventa el *Pinch Roll Drive Conveyor* que fue instalado en una mina subterránea de Nuevo México., pero se calificó como poco exitoso.
- **Año 1977:** Se inventa una banda de gran inclinación conocida como *Flexowell,* desarrollada por la firma *Conrad Scholtz* de Alemania, esta banda era muy similar de la banda *Sándwich* o *High Angle Conveyor* americana. (Salinero Gervaso, 2013)

1.3 Justificación

La empresa Familia SA, tiene ya muchos años de presencia en Ecuador, con una amplia gama de productos de higiene para la población ecuatoriana, se ve en la necesidad para poder cubrir la creciente demanda de productos por parte de sus clientes, aumentar su producción a la par que reduce su costo, para ello requiere reducir

tiempo y costes por trasporte y clasificación de toallas higiénicas, motivo por el cual acude a una sólida empresa, especialista por más de 10 años en la construcción de maquinaria, CEMAIN. Misma que como solución más óptima se plantea realizar una banda trasportadora. En términos puntuales la empresa Familia S.A requiere transportar una gran cantidad de toallas higiénicas de un lugar a otro, además requiere elevar la carga y rotarla 90º debido a las limitaciones geométricas del lugar donde va a operar el equipo, finalmente es necesario clasificar las toallas higiénicas en grupos de 6 unidades o sixpack para posteriormente despachar los paquetes. Por su parte CEMAIN, conociendo las necesidades de la empresa Familias S.A. plantea en coordinación con la misma el desarrollo y construcción de una banda transportadora para solucionar las demandas de transporte de producto y un brazo clasificador para cubrir las necesidades clasificación o agrupamiento.

1.4 **Alcance del proyecto**

El presente proyecto tiene la finalidad de satisfacer la demanda de transporte y clasificación de toallas higiénicas que requiere la empresa Familia S.A. Las características y propiedades que requiere este proyecto son:

- Procesar al menos 66 unidades por minuto
- Realizar la elevación y giro de los paquetes de toallas sanitarias.
- Clasificar en grupos de 6 unidades (sixpack).
- Realizar el mecanismo que permita clasificar el producto.

El proceso se da de forma secuencial atendiendo al siguiente orden: ingreso de toallas sanitarias a la banda trasportadora, transporte y elevación del producto, giro del producto en 90°, clasificación en *sixpack* y finalmente despacho del *sixpack* por el brazo clasificador.

1.5 Objetivos Del Proyecto

1.5.1 Objetivo general

Diseñar y construir una banda transportadora para la clasificación de toallas higiénicas en grupos de 6 unidades.

1.5.2 Objetivos específicos

- Identificar la mejor solución tecnológicas para automatizar la clasificación de toallas higiénicas de la empresa Familia SA.
- Diseñar el mecanismo de clasificación de toallas higiénicas en sixpack más apto y eficiente.
- Construir una banda trasportadora capaz de girar 90 grados y elevar la carga 150 mm.
- Seleccionar los accesorios necesarios para automatizar el proceso

1.6 Estructura Del Documento

El Capítulo 1 proporciona información descriptiva del sistema de banda trasportadora, así como también, antecedentes, justificación, alcance del proyecto y los objetivos que se plantea cumplir. Continuando el Capítulo 2 que aborda el marco teórico del proyecto, basado en la descripción y definición de la banda trasportadora y todos los componentes que la conforman. El Capítulo 3 describe los requerimientos y parámetros de diseño en base al diseño concurrente para obtener la mejor alternativa. Posteriormente, el Capítulo 4 comprende la ingeniería de detalle, donde está el diseño de elementos mecánicos, la selección e incorporación de elementos neumáticos y la implementación de sensores y actuadores. A continuación, en el Capítulo 5 se describe las pruebas que se hace a la máquina, así como también las correcciones y mejoras implementadas; el Capítulo 6 aborda el análisis de costos del proyecto para estimar el costo de fabricación real del producto. Posteriormente el Capítulo 7 contiene conclusiones y recomendaciones que se obtuvieron durante la realización del proyecto.

A continuación, en el Capítulo 8 se detalla los principales planos de partes y componentes del equipo. Finalmente, el Capítulo 9 contiene todos los anexos usados durante la ejecución del proyecto.

1.7 **Resumen**

La banda transportadora nace en Estados Unidos el año 1975 por Olvier Evans como respuesta a la necesidad de transportar grano. La banda transportadora es un sistema de transporte continuo que permite trasladar gran cantidad de productos, materias primas, etc. en grandes cantidades. Se compone por una banda flexible dos tambores o ruedas dentadas alimentadas por un motor que descansan sobre una estructura metálica. El objetivo principal es diseñar y construir una banda transportadora para el transporte de toallas higiénicas y clasificarlas en paquetes de 6 unidades

CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO

El presente capítulo contempla la definición de banda trasportadora y todos sus elementos como son el bastidor, la banda, los rodillos o engranes, tensores, además de grupos motrices para la banda y el brazo clasificador.

2.1 La Banda Transportadora

El acelerado desarrollo industrial, dio origen a la banda transportadora por su versatilidad, eficiencia, capacidad para cubrir grandes distancias, facilidad de adaptación al terreno y sobretodo su capacidad para transportar una amplia gama de diversos materiales le hizo ganar rápidamente popularidad en su medio convirtiéndose hasta el día de hoy en uno de los sistemas de transporte, manejo y distribución más apreciados en la industria.

2.1.1 Definición y funcionamiento

Una banda trasportadora es un sistema de trasporte continuo ampliamente utilizado en la industria. Principalmente se usa para el manejo y trasporte materias primas, como minerales, cereales, insumos agrícolas e industriales, pero también es ampliamente utilizada en el transporte de productos terminados, incluso en el trasporte de personas en recintos cerrados.

Su funcionamiento básicamente consiste en una cinta flexible sujeta a dos tambores que le hacen girar mediante el accionamiento de un motor, lo que permite el desplazamiento del producto de un lugar a otro. A su vez esta descansa sobre una estructura llamada bastidor que sirve de soporte y de guía del sistema.

2.1.2 Ventajas y desventajas

A. Ventajas

- Versatilidad, es capaz de trabajar con una gran diversidad de materiales y productos, que van desde minerales, insumos agrícolas, productos terminados, e incluso personas.
- Capacidad para cubrir grandes distancias
- Capacidad de adaptarse a diversos terrenos, esto incluye zonas geográficas con irregularidades, pues la banda trasportadora tiene ángulos de inclinación de transporte.
- Capacidad para operar en todo tipo de ambientes, desde seco, húmedos, salinos e incluso con altas temperaturas.
- Capacidad de desplazar grandes volúmenes de material de forma continua.
- Escasa o ninguna necesidad de personal para que esta pueda estar trabajando.
- Sistema flexible, es decir puede de ser el caso realizar giros, no precisamente va siempre en línea recta.
- Versatilidad, pueden operan en cadenas de montaje, trasporte en la industria, carga/descarga en puertos aéreos y marítimos, hospitales y centros comerciales como rampas de acceso, tiendas de comestibles, estaciones de esquí, etc
- Reduce la mano de obra mejorando la eficiencia
- Confiabilidad y disponibilidad
- Bajos costos de mantenimiento
- No altera el producto transportado
- Es posible la carga y la descarga en cualquier punto del trazado
- Ausencia de articulaciones de rápido desgaste

B. Desventajas

- Depende de motores, eso significa que, si no hay electricidad haría difícil su funcionamiento
- Una falla en la línea de transporte puede detener toda la producción

2.1.3 Clasificación

A. *Por su servicio*

Se dividen en bandas transportadoras para servicio pesado (ver Figura 3) y bandas transportadoras para servicio ligero (Figura 4).

Figura 3. Banda Transportadora servicio pesado
Fuente: (Tecnología Minera, 2015)

Figura 4. Banda transportadora servicio ligero
Fuente: (Mercado Libre Venezuela, s.f.)

B. Por su posición

La figura mostrada a continuación (Figura 5) indica los principales tipos de bandas transportadoras que existen dependiendo de la posición de las mismas.

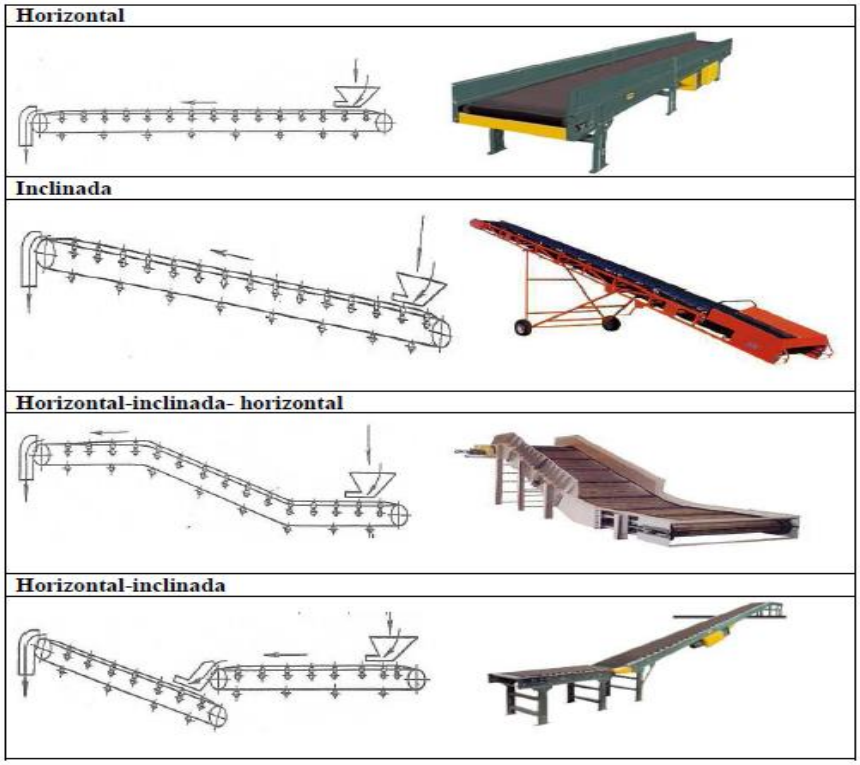


Figura 5. Clasificación de las bandas transportadoras pro su posición

Fuente: (Omar, 2014)

C. Por el tipo de banda que tiene

La figura mostrada a continuación (Figura 6) presenta la clasificación de las bandas transportadoras según el tipo de banda que poseen.

Descripción	**Gráfico**
LISA	Fuente: (Alviz, 2014)
NERVADA	Fuente: (Manflexperú, 2014)
RUGOSA	Fuente: (Beltec, 2014)
MODULAR	Fuente: (infoPLC, 2014)
MALLA METÁLICA	Fuente: (mantenu s.l., 2005)

Figura 6. Clasificación según el tipo de banda

2.1.4 Elementos, partes y componentes

La banda transportadora como sistema consta principalmente de la banda en sí, los tambores, rodillos, el bastidor, tensores y grupos motrices.

A. *La Banda*

Constituye el componente principal del sistema, por lo cual conlleva a que existan una amplia variedad de configuraciones y materiales de la misma según las demandas de trabajo. Dentro de las principales funciones de una banda tenemos:

- Absorber las tensiones generadas en el arranque del sistema.
- Transportar la carga.
- Resistir de ser el caso efectos de temperatura y agentes químicos de todo tipo.

a. Constitución de la banda

Las bandas por su naturaleza de trabajo están bajo esfuerzos de tracción que producen alargamientos, y a su vez, se produce flexiones locales por el peso del material que transportan, para soportar estos esfuerzos la banda está compuesta por 2 componentes principales. (Figura 7)

- Recubrimiento: Responsable de soportar los impactos y desgastes.
- Tejido o Carcasa: Responsable de soportar los esfuerzos.

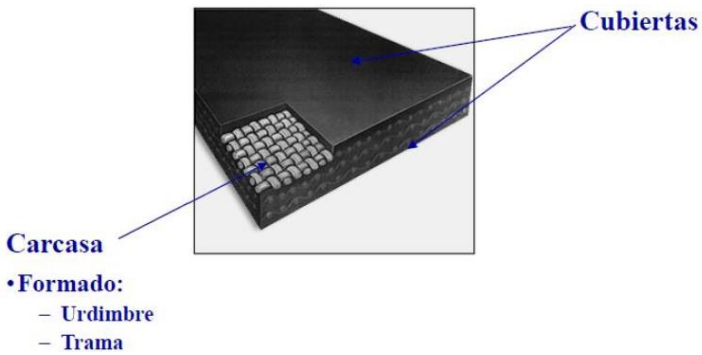


Figura 7. Componentes de la banda

Fuente: (Salinero Gervaso, 2013)

Recubrimiento: Es la parte externa de la banda y está formado por PVC y otros polímeros, posee un recubrimiento superior encargado de soportar al material que transporta por lo que generalmente tiene mayor espesor al inferior que está en contacto con los rodillos.

Carcasa: Está formada por hilos longitudinales y trasversales, los hilos longitudinales son los responsables de soportar los esfuerzos longitudinales producto de la tracción. Los hilos transversales son los responsables de proveer a la banda de la rigidez, factor muy importante sobre todo en bandas de forma de artesa (Forma de U) para que permita adaptarse a la geometría de la misma. Generalmente y según el fabricante se usan de 2 a 3 telas o mallados unidas con pegamento.

b. Tejidos

En la actualidad existe una diversidad de tejidos utilizados para fabricar bandas, el tejido se designa con letras (ver Tabla 1) que se muestra a continuación.

Tabla 1.
Identificación para tejidos de bandas. Norma DIN 22102

Nombre	**Designación**
Poliéster	E
Poliamida	P
Rayón	R
Algodón	B
Cable de acero	St
Tejido Sólido	Sw
Fibra de vidrio	G
Viscosilla	Z
Nylon	N

Fuente: (DEUTSCHES INSTITUT FUR NORMUNG, 1991)

Los tejidos naturales como el algodón son poco comunes en la actualidad, generalmente se usaban ampliamente en la industria alimenticia especialmente para el

manejo y trasporte de galletas, pastelillos, pretzels, etc. Actualmente el algodón ha sido remplazado por tejidos sintéticos como el poliéster o el nylon, también figura los tejidos por cable de acero inoxidable muy utilizado en la industria alimenticia.

Existen también bandas de tejido sólido ´Sw´ (Solid wowen), donde el recubrimiento forma parte integral de la banda, distribución longitudinal y transversal del tejido permiten mayor resistencia a los impactos y son muy resistentes al desgaste en los bordes de la banda dado que el recubrimiento de la banda es parte integral de la misma. El recubrimiento protege la carcasa de las condiciones ambientales adversas y la abrasión, su fin último es prolongar el tiempo de vida de la banda. La calidad de los recubrimientos queda establecida como lo muestra la tabla a continuación.

Tabla 2
Calidad de los recubrimientos. Norma DIN 22102

Calidad de los Recubrimientos	**W**	**X**	**Y**	**Z**
Resistencia a la tracción longitudinal [N/mm^2]	18	25	20	15
Alargamiento de rotura longitudinal [%]	400	450	400	350
Abrasión [mm^3]	90	120	150	250

Fuente: (DEUTSCHES INSTITUT FUR NORMUNG, 1991)

c. Ancho y espesor de banda

El espesor de la banda es la suma de espesor de todas y cada una de las telas o capas que conformen la banda más el espesor de cada recubrimiento, el espesor de la banda está en función del diámetro de los tambores por lo que se considera un factor importante a la hora de seleccionar una banda. El ancho de la banda está normalizado por la norma DIN y norma ISO. (ver Tabla 3)

TABLA 3.
Anchos de banda. Norma DIN 22102

Anchos de banda normalizados (mm)											
400	500	600	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200

Fuente: (DEUTSCHES INSTITUT FUR NORMUNG, 1991)

d. Propiedades especiales de las bandas

En casos extremos de trabajo y si el diseño así lo requiere se puede usar bandas con propiedades especiales, estas propiedades mejoran el rendimiento de la banda, en la tabla a continuación se resume estas propiedades especiales y su designación.

TABLA 4.
Propiedades especiales de bandas. Norma DIN 22102

Propiedad Especial	**Designación**
Antiestática	E
Antiestática y antillama	K
Antiestática, antillama y carcasa antillama	S
Resistente al calor	T
Resistente al frío	R
Resistente a aceites y grasas	G
Para alimentos	A
Para productos químicos	C
Extrema abrasión (90 mm^3)	W
Muy alta abrasión (90 mm^3)	X
Alta abrasión (90 mm^3)	Y
Abrasión (90 mm^3)	Z

Fuente: (DEUTSCHES INSTITUT FUR NORMUNG, 1991)

e. Nomenclatura para definir una banda

Para hacer referencia a una banda y definirla se hace en base al siguiente código, como muestra a continuación. (ver Figura 8)

Ejemplo:	1600 EP 800/3 3+2 T
Donde:	
1600	ancho en mm de la banda (Tabla 3)
EP	ancho en mm de la banda (Tabla 1)

Continúa.

800/3	800N/mm y cantidad de telas (3 en este ejemplo)
3+2	Espesor de las coberturas superior e inferior respectivamente
T	Resistente al calor (Ver tabla 4)

Figura 8. Ejemplo de forma correcta de hacer referencia a una banda

f. Uniones en las Bandas

Existen dos formas de unir bandas, por grapado (ver figura 9) y por vulcanizado (ver figura 10), cada tipo de junta o unión se realiza según el tipo de banda y su longitud, para bandas largas generalmente se hace la unión por grapado, para bandas cortas de hasta 30 metros, se hace la unión por vulcanizado en fábrica. Dentro de las condiciones que se debe cumplir para hacer una junta por grapado se detalla las siguientes:

- Poseer flexibilidad transversal
- No dañar las telas o recubrimientos de las bandas
- No interferir en el montaje en los tambores
- Asegurar la misma resistencia en el empalme y el cuerpo mismo de la banda

Las principales desventajas de la unión por grapado es que en las partes de la junta puede penetrar la humedad y polvo pudiendo afectar la integridad de la banda.

Figura 9. Unión de banda con grapas (Grapado)

Fuente: (ComBelt, 2016)

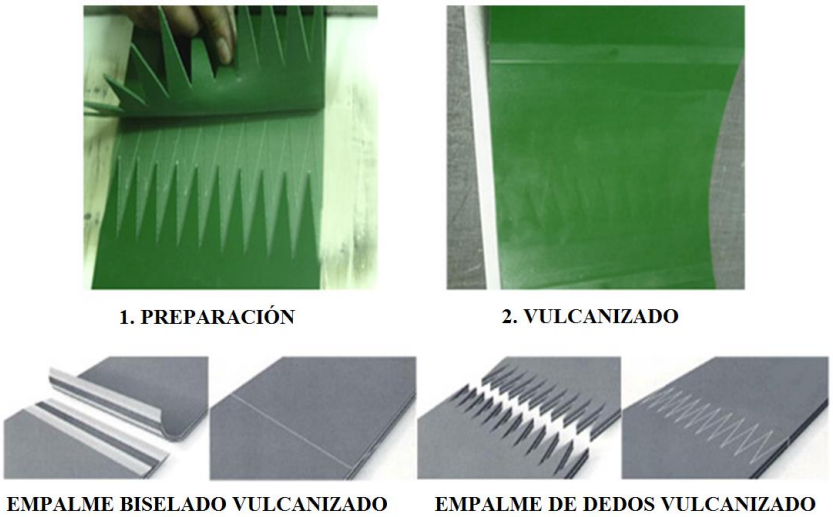


Figura 10. Unión de bandas por vulcanizado

Fuente: (Suministros Palazón S.L., s.f.)

g. Bandas Modulares

Son fabricadas con plásticos, formando una estructura de piezas de inyección entrelazadas como eslabones de una cadena, esto permite la posibilidad de configurar su banda a medida (ver figura 11). ¨Para realizar la unión entre las filas de módulos, éstos están provistos de unos agujeros pasantes, transversales donde se introduce la varilla de articulación¨ (Eurobelt, 2012). ¨La retención de dicha varilla se realiza mediante tapas extraíbles. Estas tapas se colocarán en el interior de los módulos laterales disponiendo estos de unos alojamientos para ello¨. (Eurobelt, 2012).

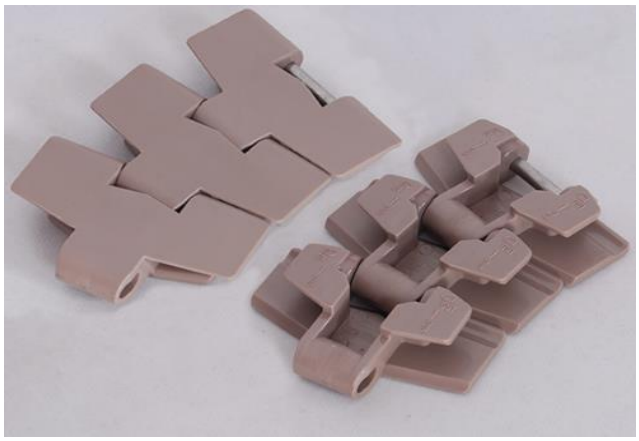


Figura 11. Banda modular Tabletop

Fuente: (Made-in-China.com, sf)

B. El Bastidor

El bastidor es una estructura metálica cuya función es soportar las cargas de material, la banda, tambores y demás elementos. Se compone por los rodillos, ramales o largueros superiores e inferiores, soporte para grupos motrices principalmente. (ver figura 12)

Figura 12. Bastidor de banda transportadora fija
Fuente: (CINTASA, s.f.)

C. Tambores

Son elementos mecánicos de forma cilíndrica, generalmente de acero, cuyo fin es transmitir el movimiento generado por el motor a la banda transportadora, mediante la fuerza de fricción que se ejerce entre las superficies de la banda y el tambor. Las principales funciones del tambor son garantizar la máxima adherencia de la banda y el menor deslizamiento o resbalamiento de la misma. Los principales componentes que tiene el tambor son:

- Eje
- Elementos de unión
- Recubrimientos
- Envolvente cilíndrica y discos laterales

a. Diámetro y longitud de tambores

El tamaño y peso del tambor están condicionados por el diámetro y longitud de este. Para determinar el diámetro del tambor depende el tipo y espesor de banda empleada, de igual manera, el tipo de banda y su espesor están condicionados por la tensión máxima de la misma. Una vez conocido el espesor de la banda, se multiplica por el factor correspondiente al tipo de tejido de la banda y se aproxima a los valores estandarizados según la Norma DIN 22101 (ver Tabla 5)

TABLA 5.
Diámetros normados para tambores. Norma DIN 22101

Diámetros de los tambores (mm)										
190	250	320	400	500	630	800	1000	1250	1400	1600

Fuente: (DEUTSCHES INSTITUT FUR NORMUNG, 1991)

D. Engrane

Las bandas modulares no requieren de tambores para producir movimiento, su configuración modular requiere otro tipo de elemento motriz conocido como engranaje. El funcionamiento es similar a la cadena de una bicicleta, donde la cadena es la banda modular y el engranaje es la catalina. El engrane es una rueda dentada (ver Figura 13) que se utiliza para transmitir movimiento y potencia a otro componente similar. La unión de 2 o más engranes se conoce como *engranaje*, de los cuales el más grande se conoce como *corona* y el más pequeño como *piñón*. (ver Figura 14)

Figura 13. Rueda dentada
Fuente: (Jimdo, 2017)

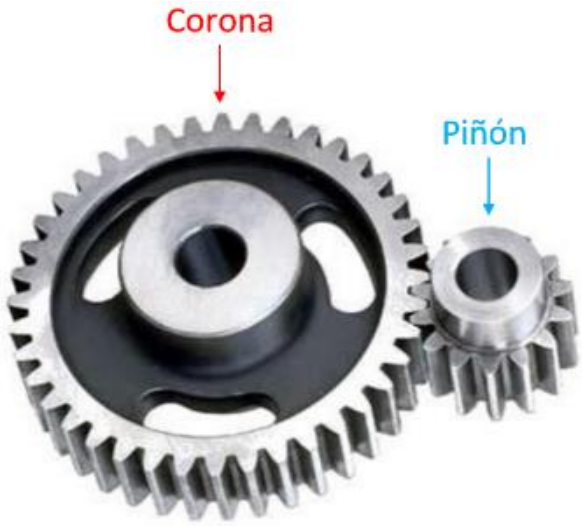
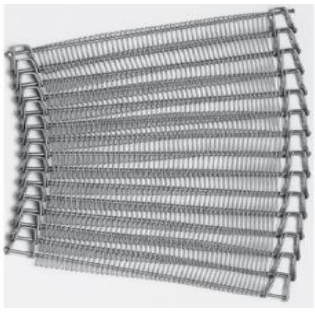
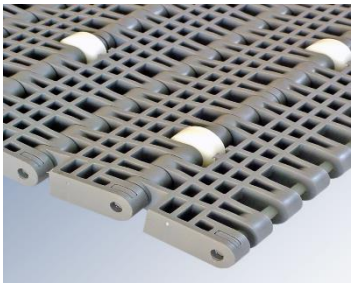
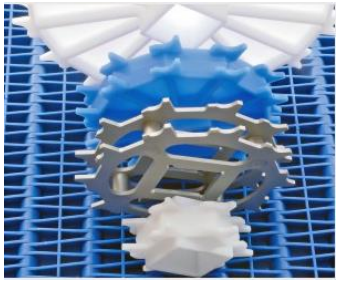


Figura 14. Corona (izq.) y Piñón (der)
Fuente: (Área Tecnológica, 2017)

Existe una gran cantidad de bandas modulares en el mercado, mismas que tiene diferentes tipos de engranes según su modelo. En la figura mostrada a continuación (ver Figura 15) se muestra ruedas dentadas con su respectiva banda modular.

Nombre	Banda modular	Rueda dentada
Banda metálica con espirales para curvaturas Cam-Grid Xtra	 Fuente: (CAMBRIDG, 2017)	Fuente: (CAMBRIDG, 2017)
Banda E50 Slinding Rollers	 Fuente: (CAMBRIDG, 2017)	 Fuente: (CAMBRIDG, 2017)

Continua

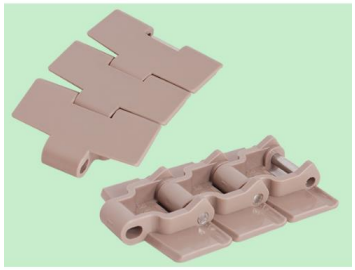
Banda biselada espiral Termoplastico S880	 Fuente: (Made-in-China.com, sf)	 Fuente: (Made-in-China.com, sf)

Figura 15. Bandas modulares y su respectiva rueda dentada

E. Rodillos

Los rodillos son elementos móviles de geometría cilíndrica sobre los cuales descansa la banda, su objetivo es reducir la fricción de la banda y facilitar su movilidad, su funcionamiento es similar al de los rodamientos en los sistemas mecánicos y persiguen el mismo fin. Si el giro de los rodillos es deficiente, aumenta la fricción, el consumo de energía y aumenta el desgaste del recubrimiento de la banda acortando su vida útil de servicio. Existen 3 principales funciones que deben cumplir los rodillos:

- Soportar a la banda y el material que transporta y según el lugar donde se encuentren, deben soportar el impacto de la caída del material sobre la banda.
- La banda con el movimiento tiende a descentrarse de su posición original, los rodillos hacen que vuelva a su estado correcto.
- Limpieza de la banda.

a. Partes del rodillo

- *Rodamientos:* Se colocan en sus extremos y su función es facilitar la rotación del cilindro. Principalmente se usan rodamientos de bolas y cónicos, los rodamientos de bolas pueden soportar cargas velocidades y tiempos de trabajo mayores, poseen un bajo coeficiente de fricción, por su parte los rodamientos cónicos pueden soportar mayores cargas, pero su coeficiente de fricción es más alto.

- *Eje:* Fabricado en acero cementado generalmente, es la parte donde se asienta los rodamientos.
- *Cuerpo del rodillo:* Se conforma por el tubo cilíndrico y los cubos en sus extremos, en la actualidad se fabrican totalmente de acero, son ligeros y constituyen la mayor parte del cilindro.
- *Sistema de Estanqueidad:* Se forma por un conjunto de juntas de fricción, es tan importante este sistema porque determina el tiempo de vida del rodillo. El objetivo principal es evitar que entre agua u otros fluidos y dañen a los rodillos.

En la figura mostrada a continuación (ver Figura 16) se puede observar todos los elementos que constituyen a los rodillos.

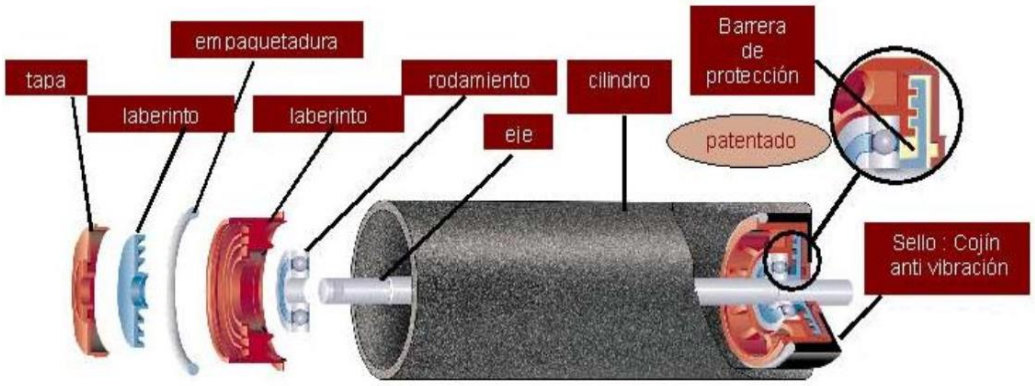


Figura 16. Partes constitutivas de un rodillo
Fuente: (Automatización y Robótica Industrial, 2014)

b. Posicionamiento de los rodillos

Se refiere a la disposición de los rodillos en el espacio, los mismos se pueden colocar en diferentes configuraciones según se requiera, en la figura mostrada a continuación (ver Figura 17) se resume los tipos de configuraciones existentes. Cuando se utiliza una banda modular estas configuraciones no importan, dado que estos sistemas de bandas modulares no utilizan rodillos.

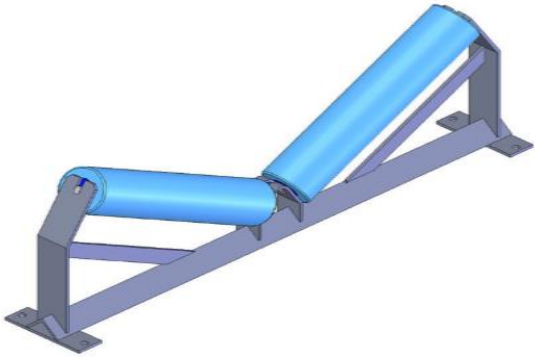
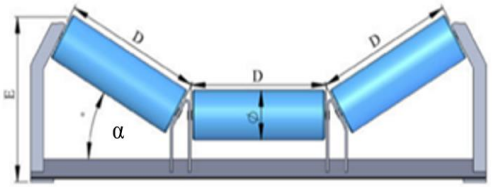
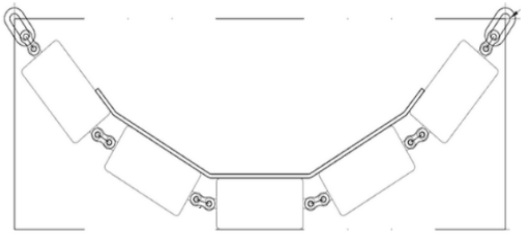
Tipo	Detalle	Gráfico
Un rodillo horizontal	Un rodillo coplanar a la superficie de la banda sujeto de forma rígida a un soporte metálico llamado puente	(B&V ROLLING, 2014)
Dos rodillos en forma de V	Dos rodillos dispuestos en forma de V, que se sujetan de forma rígida por 2 puentes de la misma forma, sus superficies son engomadas y en el conjunto en sí se lo conoce como estación de retorno	 (B&V ROLLING, 2014)
Tres Continua rodillos en forma de artesa	Si configuración es como muestra la figura, En ángulo de artesa ´ α ´ varía entre 20° y 45° y define la capacidad de transporte de la banda. La relación de longitudes entre los rodillos central y los laterales es 1:1, pero esto no siempre se cumple.	 (B&V ROLLING, 2014)
Rodillos en guirnalda	Se forma por 5 rodillos de igual tamaño conectados por articulaciones en sus extremos, formando una guirnalda, muy parecido a una catenaria, aquí la sección de transporte es constante, y sus articulación variable para ajustarse en función de la carga sobre la banda.	 (B&V ROLLING, 2014)

Figura 17. Disposición de los rodillos en el espacio.

F. Tensores

Es un componente estructural para rigidizar la estructura, generalmente funcionan a tracción, su función en el caso particular de la banda transportadora es mantener el contacto de la banda con el tambor motriz o con la rueda dentada si es una banda modular. El tensor correctamente calibrado impide el patinaje de la banda, la banda al ser un elemento a tracción con el tiempo tiende a aumentar su longitud y perder la tensión inicial, el tensor contempla esto y puede reajustarse para mantener la tensión, además en casos de que tenga una configuración de V, artesa o similares evita derrames y que el ramal inferior pueda topar el suelo.

G. Grupos Motrices

Uno de los componentes principales en una banda transportadora es el grupo motriz, son los responsables de dar movimiento a todo el sistema, el grupo motriz puede estar configurado de varias maneras, pero su fin es el mismo, accionar por medio de un acople al tambor que posteriormente por rozamiento mueva la banda. Un grupo motriz está conformado como muestra la figura 18 a continuación:

Figura 18. Conformación de un grupo motriz en una banda transportadora

a. Motor eléctrico

El motor es una máquina capaz de transformar algún tipo de energía (eléctrica, térmica, química, etc) en energía mecánica para producir un trabajo. En el caso de los motores eléctricos la energía a transformar es la energía eléctrica por medio de la acción de los campos magnéticos generados en sus bobinas. Generalmente el grupo motriz va en una parte en el bastidor, cuando las potencias que demanda la banda trasportadora son bajas, el motor y reductor forman un solo conjunto. En las bandas transportadoras los motores más empleados son los de jaula de ardilla. (ver figura 19)

Figura 19. Grupo Motriz, Motor eléctrico + reductor.
Fuente: (CYNTIA, s.f.)

b. Reductor de velocidad

Un reductor de velocidad es un sistema mecánico formado por un conjunto de elementos de máquina como ejes y engranes que interactúan entre sí para aumentar o reducir la velocidad y potencia mecánica que proviene de un motor. El reductor de velocidad se conecta al motor mediante la flecha o eje de entrada, el conjunto de engranes conectados entre sí se lo conoce como *tren de engranes*, puede haber uno o más trenes de engranes en un mismo reductor de velocidad. Existen diferentes reductores de velocidad en función de las necesidades de la industria.

- El reductor de velocidad de *engranajes cónicos* se usa cuando los ejes se intersecan.
- El reductor de velocidad de *Tornillo sin fin corona* se usa para tener altas valores de reducción a un costo alto de eficiencia, se forma por un husillo perpendicular a una rueda dentada llamada *corona.* (ver Figura 20)
- El reductor de velocidad de *engranes* es aquel en el cual toda la transmisión mecánica se realiza por pares de engranes de cualquier tipo, con excepción de los 2 mencionados anteriormente, tienen un alto rendimiento y menor desgaste.
- El reductor de velocidad *planetario,* tienen una distribución de sus ruedas dentadas muy diferente, el piñón generalmente está dentro de la corona, tienen alta eficiencia y pueden transmitir un mayor torque.

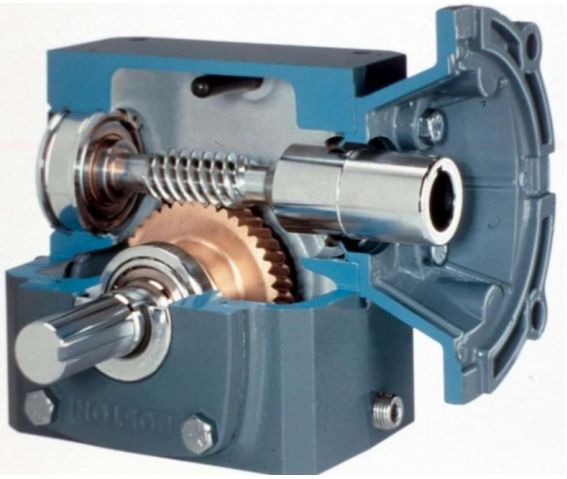


Figura 20. Reductor de velocidad de tornillo Sin fin – Corona
Fuente: (Motor Maq SRL, 2017)

c. Mecanismo anti retorno

Cuando la banda transportadora presenta una inclinación considerable respecto al piso, tienen un mecanismo anti retorno que actúa como elemento de seguridad, cuya función es retener la carga transportada en bandas ascendentes.

d. Freno y Micro de seguridad

Son mecanismos de seguridad, los más usados son los frenos de discos colocados en el eje reductor de la banda transportadora. El micro de seguridad tiene como fin detener la banda transportadora en caso de emergencia, se usan uno o dos dependiendo la accesibilidad a los cabezales de la banda

2.2 Brazo Clasificador

La necesidad de aumentar la producción en las empresas por la creciente demanda de sus productos conlleva a un acelerado proceso de modernización y automatización, la capacidad productiva del operario se ve limitado por sus capacidades físicas, por ese motivo la industria busca nuevas formas de producir más y en menor tiempo. Después de que el producto sale de la banda transportadora, este necesita ser organizado y

clasificado según sus características, que pueden ser muchas, para ello se puede usar los siguientes sistemas:

- Otra banda transportadora transversal a la principal
- Pistón hidráulico o neumático
- Pistón mecánico (mecanismo biela-manivela)
- Mecanismo Hoecken
- Sistema robotizado

El mecanismo Hoecken llamado así por su creador Karl Hoecken tras su muerte en 1962, es uno de los mecanismos más usados en la industria por su sencillez y versatilidad, la trazada de la trayectoria semi rectilínea, otorga una gran ventaja frente a otros sistemas mecánicos para clasificar productos.

2.2.1 Definición y funcionamiento

A. Definición de Brazo Clasificador

Es un mecanismo de línea recta que mediante el accionamiento de un motor eléctrico permite mover productos de un lugar a otro y retornar a su posición original sin causar interferencia con los mismos gracias a la trazada de su trayectoria. El mecanismo que describe al brazo clasificador es el Mecanismo de Hoecken, mismo que se detallará más adelante.

B. Definición de mecanismo

Conjunto de elementos rígidos o eslabones, móviles unos respecto de otros, cuyo propósito es la transmisión o transformación de movimientos y fuerzas. Los mecanismos están compuestos de eslabones ligados unos a otros mediante pares cinemáticos que permiten ciertos movimientos. El número y tipo de sólidos junto al número y tipo de pares condicionan el tipo de movimiento que el mecanismo puede realizar (grado de movilidad). (Sánchez Marín, 2008)

C. Mecanismo de Hoecken

Es un mecanismo de línea recta, compuesto de 4 elementos que genera una trayectoria con un tramo aproximadamente rectilíneo, a partir de movimiento circular. La secuencia de movimiento del Mecanismo de Hoecken se muestra en la figura 21 mostrada a continuación. Las proporciones de este mecanismo son aproximadamente:

- AB = [O4-B] = 2.5[O2-A]
- [O2-O4] = 2[O2-A]

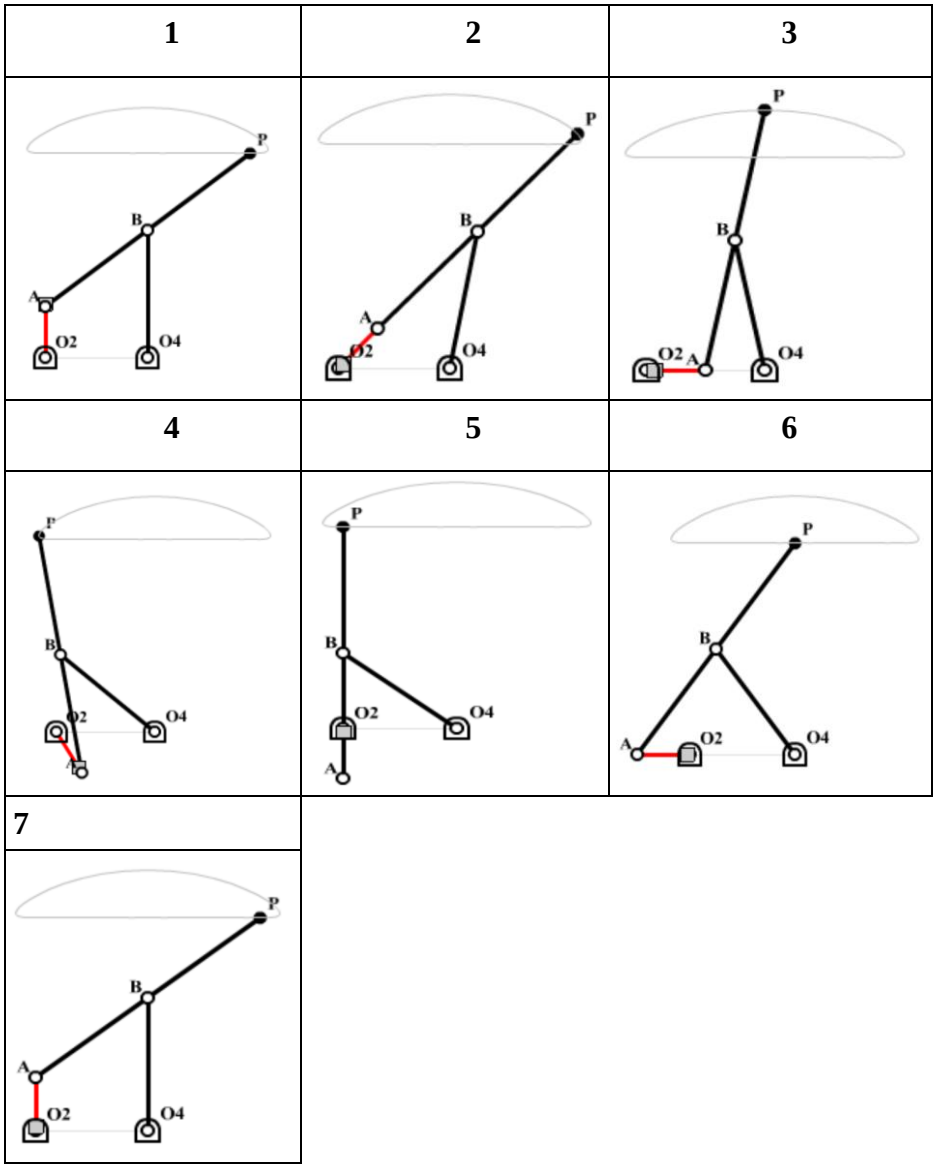


Figura 21. Secuencia de movimiento del Mecanismo de Hoecken.

2.2.2 Ventajas y desventajas

A. Ventajas

- Evita tiempos muertos, ya que el retorno del mecanismo no interfiere con el recorrido del producto.
- Sencillez, es un mecanismo de 4 barras simples articuladas.
- La manivela de entrada puede dar una vuelta completa, lo que le hace apto para trabajar con cualquier tipo de motor.
- El mecanismo describe una trayectoria recta en la ida y circular en el retorno.
- Más barato que usar sistemas hidráulicos y neumáticos

B. Desventajas

- Sin una fuente de energía eléctrica no puede operar.
- Requiere un constante mantenimiento por sus elementos móviles

2.3 Sistema Neumático

Es un conjunto de componentes mecánicos que funcionan a base de aire comprimido, un sistema neumático aprovecha aire comprimido a presiones mayores a la atmosférica para generar trabajo mecánico. El funcionamiento de un sistema neumático básico comienza con el compresor que, con la ayuda de un motor eléctrico, comprime el aire a presión atmosférica para posteriormente filtrarlo y secarlo, seguidamente pasa al sistema de control formado por todo tipo de válvulas, que se encarga de conducir el aire comprimida a los sistemas actuadores, un sistema actuador es la etapa final de un sistema neumático, en esta etapa el actuador transforma la energía del aire comprimido en trabajo mecánico, mismo que puede ser de dos formas, si el actuador es un cilindro, produce movimiento lineal, y si el actuador es un motor neumático se produce movimiento circular.

2.3.1 Elementos, partes y componentes

Un sistema neumático puede ser tan complejo como su aplicación industrial lo demande, sin embargo, un sistema neumático básico se compone por dos secciones principales, (ver Figura 22) el sistema de producción y distribución de aire y el Sistema de utilización de aire.

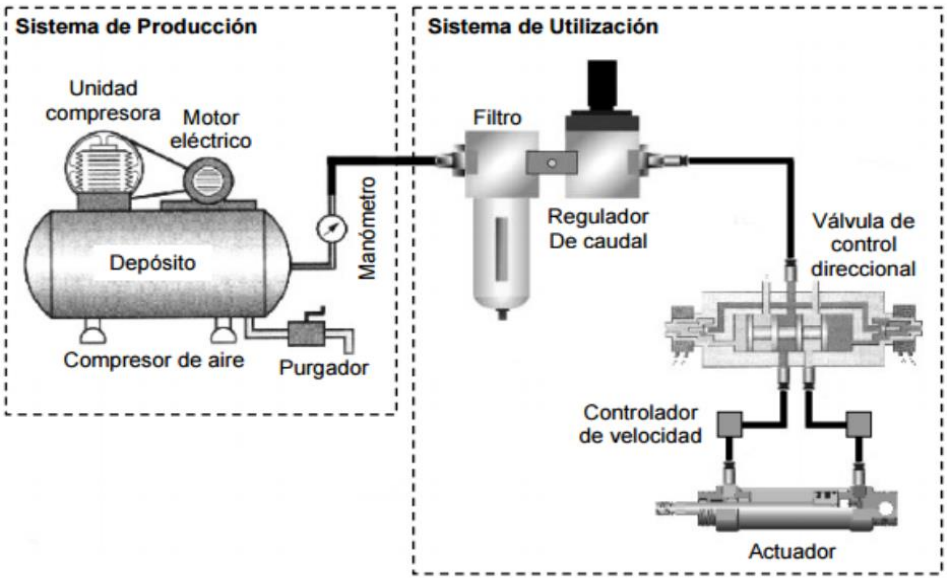


Figura 22. Componentes de un sistema neumático básico
Fuente: (Hernández Stengele, 2008)

A. Sistema de producción y distribución de aire.

Es la parte del sistema neumático que se encarga de recoger el aire del exterior y acondicionarlo para su uso posterior, está conformado por el motor eléctrico, el compresor, el depósito, válvula anti retorno y manómetro.

a. Motor eléctrico

Se encarga de transformar la energía eléctrica en energía mecánica para alimentar el compresor.

b. Compresor

Se encarga de aspirar aire a presión atmosférica para comprimirlo mecánicamente hasta la presión de operación del sistema neumático, los compresores más comunes son los de émbolo, diafragma, paleta y tornillo.

c. Depósito

Es un tanque que soporta altas presiones encargado de almacenar el aire comprimido que viene del compresor.

d. Válvula anti retorno

Es un mecanismo de control que permite pasar el aire comprimido del compresor al depósito, pero no viceversa.

e. Manómetro

Es un instrumento mecánico que permite conocer la presión del aire comprimido dentro del depósito.

f. Purga

Permite eliminar toda el agua que se condensa del aire comprimido dentro del contenedor.

B. Sistema de utilización de aire

Es la parte del sistema neumático que se encarga de utilizar el aire comprimido del contenedor para accionar los actuadores del sistema, está conformado por la unidad de acondicionamiento de aire, regulador válvulas de control y actuadores.

a. Unidad de acondicionamiento de aire

Las impurezas del aire pueden dañar fácilmente un mecanismo neumático, el aire pasa por un filtro que elimina las impurezas y por un secador que elimina la humedad presente en el aire.

b. Regulador

Es una válvula manual que permite regular la presión del aire comprimido que sale del depósito hacia el sistema neumático.

c. Válvulas de control

Tienen la función de controlar la presión o el paso del aire comprimido, las válvulas de vías controlan el paso de señales neumáticas, abriendo, cerrando o modificando el paso del aire, pueden ser de 2, 3, 4 o 5 con accionamiento mecánico, neumático, eléctrico o manual. Las válvulas de simultaneidad funcionan como procesadores lógicos *Y, y* las válvulas selectoras como procesadores lógicos *O*. Las válvulas de caudal regulan la tasa de aire que entra al actuador y las válvulas de presión regulan y limitan la presión del aire.

d. Actuadores

Transforma la energía neumática del aire comprimido trabajo mecánico, existen dos tipos de actuadores, los actuadores lineales que producen movimiento lineal alternativo y pueden ser cilindros de simple efecto y de doble efecto o los actuadores de giro que producen movimiento rotacional.

2.3.2 Ventajas y desventajas

A. Ventajas

- Abundancia de materia prima, el aire se encuentra en todas partes.
- Se puede transportar fácilmente en tuberías.
- Es seguro, ya que no es inflamable ni contaminante.
- Puede trabajar a altas o bajas temperaturas.
- Alta velocidad, el aire comprimido tiene tiempos de respuestas cortos.

B. Desventajas

- El aire comprimido debe ser acondicionado para eliminar humedad e impurezas.
- Produce mucho ruido cuando escapa aire del sistema neumático.
- Fuerza, el aire comprimido es rentable hasta 30 kN por motivos del compresor, para mayores demandas se recomienda un sistema hidráulico.

2.4 Sistema de Automatización Industrial

La banda transportadora, el brazo clasificador, los grupos motrices y el sistema neumático para trabajar en óptima sincronía requieren de un sistema de automatización industrial. La automatización industrial es el conjunto de sistemas de control, equipos, instrumentos y sensores para controlar y monitorear los procesos industriales, sin intervención del operador. Uno de los principales equipos utilizados ampliamente en la industria para la automatización son los Controladores Lógicos Programables o PLC por sus siglas en ingles.

2.4.1 Definición y Funcionamiento

Un *Controlador Lógico Programable* o PLC por sus siglas en inglés, ¨Es un dispositivo digital electrónico con una memoria programable para el almacenamiento

de instrucciones, permitiendo la implementación de funciones específicas como ser: lógicas, secuenciales, temporizadas, de conteo y aritméticas; con el objeto de controlar máquinas y procesos¨ (Automación Micromecánica s.a.i.c, 2013).

2.4.2 Clasificación

Los PLC se pueden clasificar en función de la cantidad de entradas y salidas (E/S) que dispongan, a continuación, se enumera los principales tipos de PLC.

- Micro PLC, tiene menos de 64 E/S.
- Pequeño PLC, tiene menos de 256 E/S.
- Mediano PLC, tiene menos de 1024 E/S.
- Grande PLC, tiene más de 1024 E/S.

Los PLC también se pueden clasificar por la estructura que poseen, un PLC puede ser compacto o modular. Un PLC es compacto (ver Figura 23) cuando todas sus partes se encuentran en misma caja o chasis, su principal ventaja es que son más baratos y pequeños, sin embargo, su principal desventaja es que solo pueden ampliarse con muy pocos módulos. Un PLC es modular (ver Figura 24) cuando todas sus partes pueden armarse o montarse en un bastidor, su principal ventaja es la facilidad para personalizar el equipo según los requerimientos del usuario, sin embargo, su precio es su principal desventaja.

Figura 23. PLC Compacto Mitsubishi Serie FX-FX1S
Fuente: (AUTOMATION INTERNATIONAL, 2012)

Figura 24. PLC Modular Mitsubishi Familia Q
Fuente: (MEGATRONIC S.A.S, 2015)

2.4.3 Ventajas y desventajas

A. Ventajas

- Menor tiempo empleado en la elaboración de proyectos, debido a que no es necesario dibujar previamente el esquema de contactos
- Mínimo espacio del tablero donde se instala el autómata programable.
- Menor costo de mano de obra de la instalación que otros sistemas semejantes.
- Posibilidad de gobernar varias máquinas con un mismo PLC.
- Si por alguna razón la máquina queda fuera de servicio, el PLC sigue siendo útil para otra máquina o sistema de producción.

B. Desventajas

- Requiere personal calificado para la programación y manejo de un PLC.
- El costo de implementar un PLC.

2.4.4 Elementos, partes y componentes

En su forma más simple un PLC está estructurado por la interfaz de entrada, el CPU y la interfaz de salida, a su vez la interfaz de entrada y salida puede ser digital y analógica, la figura mostrada a continuación (ver Figura 25) presenta la arquitectura básica de un PLC.

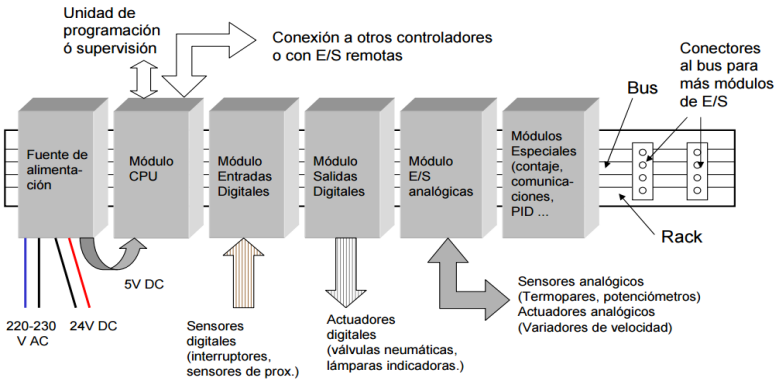


Figura 25. Arquitectura básica de un PLC.

Fuente: (Mateos, 2001)

A. CPU

Es la unidad central de procesamiento, responsable de procesar y ejecutar el programa desarrollado por el usuario, además administra la comunicación entre el dispositivo de programación. El CPU tiene su propio sistema operativo que le ayuda a ejecutar programas de autodiagnóstico.

B. Memoria

Conformada por miles de localizaciones donde la información se lee y se escribe permanentemente, en la memoria el PLC almacena señales de E/S, variables internas, datos alfanuméricos y constantes, instrucciones del usuario, etc.

C. Interfaz de entrada

Son dispositivos que intercambian información con el PLC para conocer una condición particular de su entorno como temperatura, presión, etc. Las entradas pueden ser digitales y analógicas, son digitales si trabajan con lenguaje binario, es decir tienen solo 2 estados, prendido o apagado, y son analógicas si los módulos admiten señales de entrada valores de tensión y corriente.

D. Interfaz de salida

Son dispositivos que responden a las señales que reciben del PLC, cambiando o modificando su entorno. Los contactores de motor, electroválvulas, leds y relés son ejemplos de dispositivos de salida. Las salidas también pueden ser digitales y analógicas.

E. Alimentación

La fuente de alimentación es la responsable de proporcionar la energía y tensiones necesaria para el funcionamiento del PLC.

F. Unidad de programación

Todo PLC debe tener obligatoriamente una forma de programación, puede ser una consola de programación o una computadora.

2.5 **Resumen**

Se describe todas las partes que se involucran en una banda transportadora, se define que son cada una de ellas, para que sirve, los tipos que existen, etc. Para el brazo clasificador a más de describir su funcionamiento se evalúan las ventajas y desventajas, de igual manera se procede con los sistemas anexos al equipo.

CAPÍTULO 3: REQUERIMIENTOS Y PARÁMETROS DE DISEÑO

En el presente capítulo se expone las especificaciones técnicas y físicas que precisa la empresa Familia S.A, para obtener un diseño exitoso, en base a los requerimientos de la empresa, se realiza el análisis de alternativas mediante la casa de la calidad, para asegurar que se cumplan totalmente todas las expectativas de funcionamiento, servicio y calidad de la máquina.

3.1 La Casa de la Calidad

La casa de la calidad es una representación gráfica para el diseño industrial en función de los principios de la calidad. La Casa de la Calidad permite la documentación formal del proceso lógico a través de la superposición de matrices donde se traducen las necesidades de los clientes en características específicas de productos o servicios.

3.1.1 La voz del usuario

Son el conjunto de demandas y características técnicas que el usuario final de la máquina espera adquirir, para este caso puntual, la empresa Familia S.A. Los requerimientos son:

- Transportar paquetes de toallas higiénicas de forma continua.
- Elevar la carga 150 mm desde el punto de recepción de los paquetes hasta el punto de descarga.
- La banda debe ser modular.
- Clasificar en grupos de 6 unidades las toallas higiénicas.
- Procesar al menos 66 paquetes de toallas por minuto.
- Girar el producto 90°.
- No requiera de operador.
- Fácil de cuidar y reparar.
- Sea capaz de operar gran cantidad de tiempo y en varias jornadas.
- Que no haya accidentes con los operadores

3.1.2 La voz del ingeniero

Son los requerimientos del cliente, (voz del usuario) expresados en lenguaje técnico, se expresa de la siguiente forma:

- Banda transportadora.
- Sistema de elevación.
- Tipo de banda modular
- Sistema de clasificación
- Productividad mínima de 66 toallas por minuto.
- Proceso automático.
- Automatización
- Diseño simplificado.
- Servicio pesado
- Sistema de seguridad

3.2 Resultados de la Casa de la Calidad

La casa de la calidad relaciona la voz del usuario y la voz del ingeniero en base al factor de incidencia, también analiza la relación entre los factores de la voz del ingeniero en el techo de la matriz y de igual forma analiza la competencia. (ver figura 26)

Tipo de Demanda

Básica	B
Unidimencional	O
Estimulante	E

Factor de Incidencia

Fuerte	9
Medio	3
Bajo	1

Muy Positiva	⊕
Positiva	+
Negativa	−
Muy Negativa	⊖

Factor de Venta

Fuerte	1,5
Posible	1,2
Ninguno	1

Voz del Ingeniero / Voz del Usuario	Tipo de demanda	Banda Transportadora	Sistema de elevación	Banda Modular	Sistema Acumulador	Productividad	Posicionamiento	Automatización	Mantenimiento	Servicio Pesado	Sistema de Seguridad	A CEMAIN	B Competencia 1	C Competencia 2	D Objetivos	E Índice de mejora	F Factor de venta	G Importancia	H Ponderación	I Ponderación Porcentual
Transportar producto de forma continua	B	9	3	9		9		3	1	3		3	3	1	5	1,67	1,5	5	12,5	15,4
Elevar carga	B	3	9	1				3				4	4	3	5	1,25	1,5	5	9,4	11,6
Banda Modular	B	9	1	9			9	1	9			4	4	4	5	1,25	1,5	5	9,4	11,6
Agrupar producto en sixpack	B				9	3		3			3	3	3	5	5	1,67	1,5	5	12,5	15,4
Procesar al menos 66 unidades	B	3		3	3	9		3		3		4	3	2	5	1,25	1,5	5	9,4	11,6
Girar el producto	O	3		3			9	3				4	3	2	5	1,25	1,2	3	4,5	5,55
No requiera operador	B	3	3		3		3	9				4	5	1	5	1,25	1,5	5	9,4	11,6
Fácil de cuidar y reparar	O	1		9	3	1		1	9	3		4	2	4	5	1,25	1,2	3	4,5	5,55
Que trabaje varias jornadas	O	3	3		3	9		9	3	9		5	5	1	5	1	1,2	3	3,6	4,44
Que no haya accidentes	O	3	3	3	3			3	3		9	4	5	3	5	1,25	1,2	4	6,0	7,4
																			81,1	100

CEMAIN	3	4	4	3	4	4	4	4	5	4	
Competencia 1	2	3	3	4	4	4	4	1	2	3	
Competencia 2	3	3	4	3	1	1	3	1	4	1	
Incidencia	328	188	306	211	271	153	293	166	112	92	2120,5
Incidencia %	15	9	14	10	13	7	14	8	5	4	100,00
V. Referencia	m/s	mm	m/s	toallas/min	toallas/min	Grados	Nivel 1	$/hora	horas	Nivel	

Figura 26. Matriz Casa de la Calidad o QFD.

De los resultados obtenidos a partir del análisis de la *Matriz QFD* se deduce que las demandas básicas que requiere el cliente (Ver Figura 26, Columna Tipo de demanda) son la de transportar el producto de forma continua, elevar la carga, usar banda modular, procesar al menos 66 unidades por minuto y que sea un proceso automático, estás demandas de categoría B, son básicas y sin las cuales el cliente muestra gran insatisfacción y por consecuencia no aprueba el proyecto. Las demandas tipo O, son unidimensionales y con la implementación de estás genera gran satisfacción en el cliente, son el servicio pesado, el sistema de seguridad, el fácil mantenimiento y el posicionamiento.

3.3 Especificaciones Técnicas

Las especificaciones técnicas se formulan en base a los resultados obtenidos a partir del análisis de la Matriz QFD. (ver Figura 27)

EMPRESA CLIENTE: Familia S.A.	**PRODUCTO:** Banda Transportadora con Brazo Clasificador		**FECHA INICIAL:** Junio, 2016
CONSTRUCTOR: CEMAÍN			**ULTIMA REVISIÓN**
ESPECIFICACIONES:			
Concepto	**Propone**	**R/D**	**Detalle**
Función	C	R	Máquina automática para transporte y clasificación de toallas higiénicas
	C	R	Transporte automático
	C	R	Elevación automática
	I	D	Posicionamiento automático
	C	R	Agrupamiento automático
Dimensiones	I	R	Peso neto del paquete:
	I	R	Altura de paquete:
	I	R	Largo de paquete:
	I	R	Profundidad del paquete:
Materiales	I	R	Acero A36 para la estructura
	C+I	R	Materiales sintéticos en la banda
	I	D	Duralón varios componentes
Energía	C+I	R	Eléctrica
Control	I	R	Sensores de posición
	I	R	Actuadores Electróneumáticos
	I	R	PLC
Productividad	I+C	R	66 toallas por minuto
Fabricación y montaje	C+I	R	Montaje y pruebas de funcionamiento
Seguridad	I	R	Paro de emergencia automático
	C+I	R	Encendido y apagado por pulsador
Propone: C= Cliente, I= Ingeniería **R/D:** R= Requerimiento, D= Deseo			

Figura 27. Ficha técnica de Banda transportadora y brazo clasificador

3.4 Análisis Funcional

El análisis funcional se compone por dos funciones orientadas a describir el producto, las funciones globales y las funciones locales, el conjunto de funciones locales permite que la función global se pueda realizar, la función global es el fin principal por la que el cliente escoge el producto. Una estructura funcional es un diagrama de flujo en el cual cada recuadro representa una función y las flechas son el tipo de entrada o salida de la misma.

3.4.1 Nivel 0

El nivel 0 es la tarea global que debe realizar el producto, en este proyecto la tarea global es *transportar y clasificar toallas higiénicas*. Las entradas son las toallas higiénicas, señal y energía, las salidas son las toallas sanitarias agrupadas en *sixpack*, el nivel 0 se muestra en la figura a continuación. (ver figura 28)

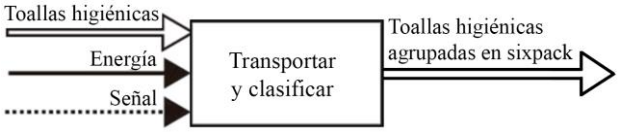


Figura 28. Nivel 0

3.4.2 Nivel 1

El nivel 1 son el conjunto de tareas que se requiere realizar para ejecutar la tarea global *Transportar y clasificar,* además, los tipos de energía involucrados en el proceso. (ver Figura 29)

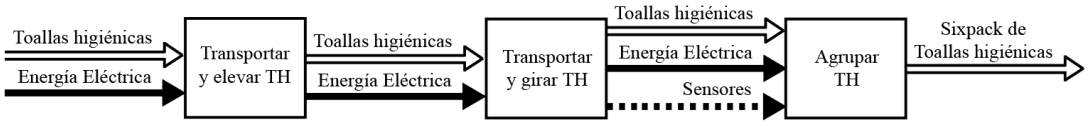


Figura 29. Nivel 1

Fuente: (Elaboración Propia)

3.4.3 Nivel 2

El nivel 2 se detalla específicamente las funciones que se ejecutan en el nivel 1, además, se detallan los tipos de energía involucrados. (ver Figura 30)

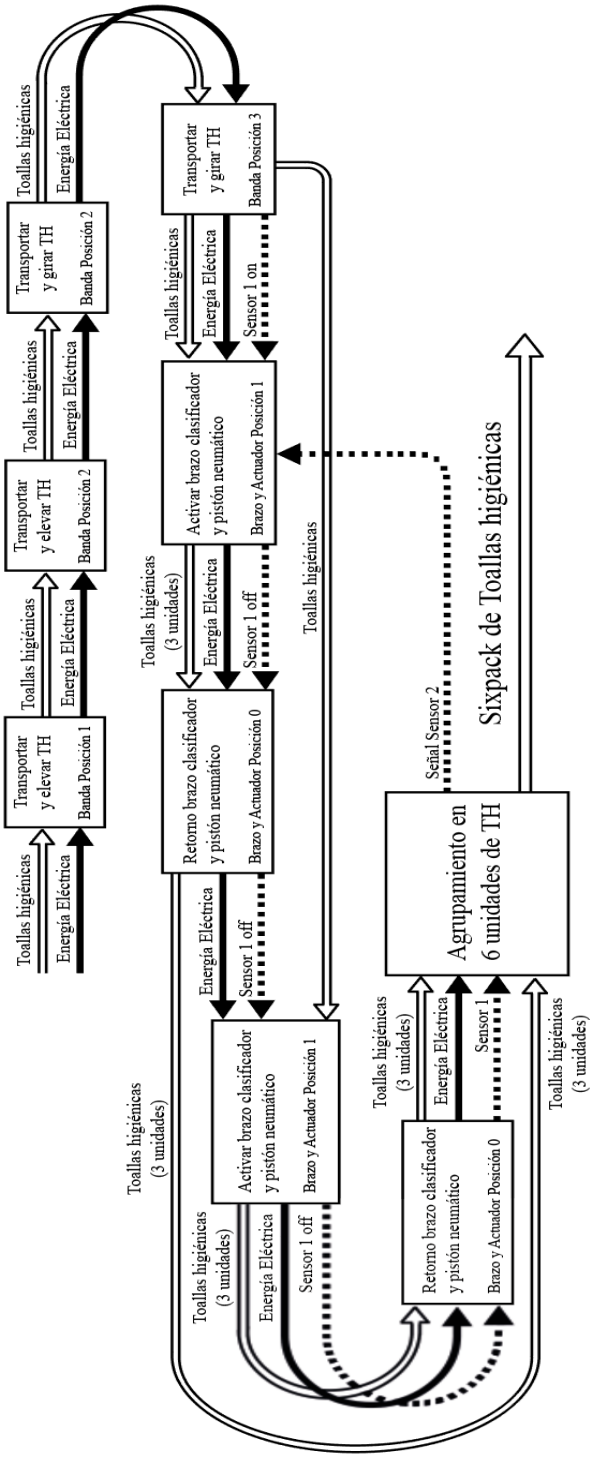


Figura 30. Nivel 2

3.5 Diseño Modular

Para realizar un diseñó óptimo que satisfaga las necesidades de la voz del cliente, priorizando las demandas básicas se ha separado en módulos, cada módulo cubre cada una de las funciones locales, en cada módulo se evalúan posibles soluciones, se contrastan entre sí y se elige la mejor opción, esto se conoce como análisis modular o determinación modular y es sumamente importante para realizar un diseño estructurado, organizado y sistemático. (ver Figura 31)

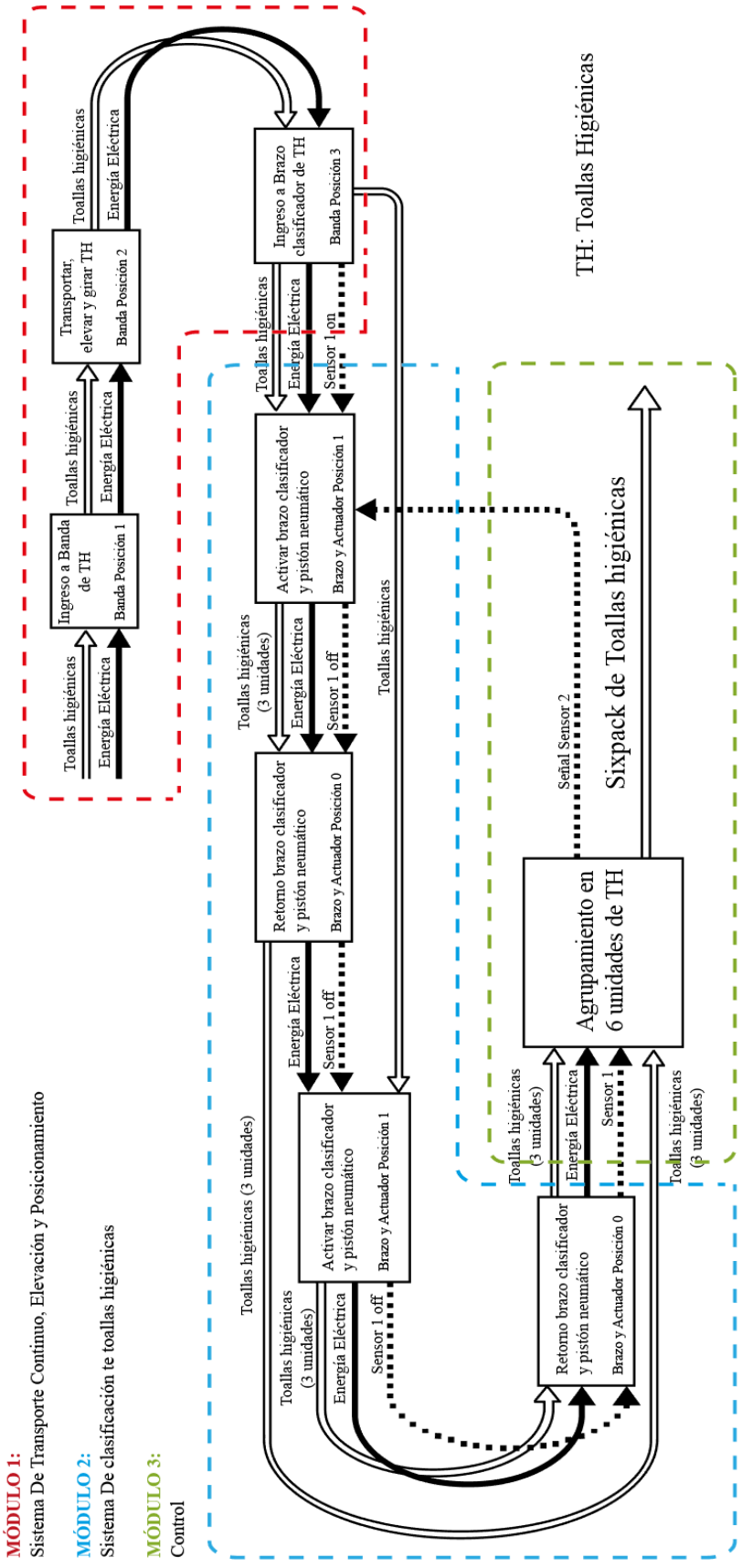


Figura 31. Diseño Modular

3.6 Módulo 1 – Sistema de Transporte, Elevación y Posicionamiento

El módulo 1 realiza la función de transportar toallas higiénicas de forma continua, desde el punto de entrada del producto hasta el punto de salida, justo donde inicial el sistema de clasificación para agrupar en grupos de 6 unidades. (ver Figura 32)

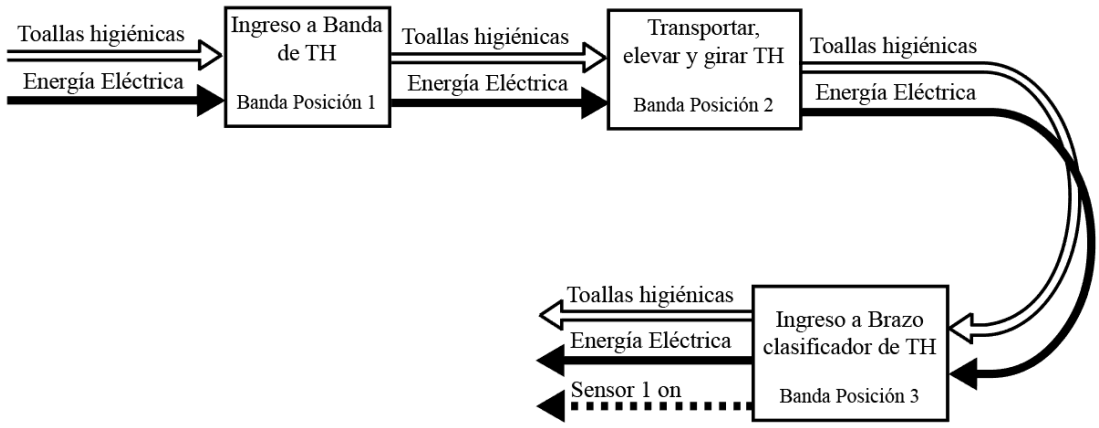


Figura 32. Módulo 1

3.6.1 Solución 1 – Banda modular

Las toallas higiénicas son transportadas sobre una banda modular que está formada por piezas entrelazadas entre sí como eslabones de una cadena. (ver Figura 11)

A. Ventajas

- Simplifica bastante el diseño del transportador, no requiere de rodillos ni tambores y según sea el caso, no requiere limpiadores.
- Se acoplan a cualquier forma de transportador del mercado, ya sean inclinados, reversibles, curvos, espirales o bien estándares.
- Mínimo tiempo de mantenimiento, los módulos dañados se sustituyen muy fácil y rápidamente, con lo que se minimizan los tiempos de parada.
- La configuración modular permite fabricar la banda a la medida de sus requerimientos.

- Más silenciosas y ligeras**:** Por su bajo peso, las estructuras de soporte son livianas, de fácil manejo, con equipos motores de menor potencia con un menor coste y gasto energético.
- No requiere lubricante debido al mínimo coeficiente de fricción que evita la lubricación tradicional, mejora las condiciones de trabajo reduciendo el mantenimiento y eliminando el problema de productos mojados.
- Tracción eficaz, elimina resbalamientos: Su sistema de tracción utilizado se realiza mediante engranajes plásticos, obteniendo una tracción positiva que elimina posibles resbalamientos en los tambores, desplazamientos laterales y demás problemas de los sistemas convencionales. Además, la utilización de ejes cuadrados evita la realización de chaveteros, potencia la tracción y absorbe las dilataciones entre el engranaje plástico y el eje metálico. (Eurobelt, 2012)
- Seguridad en la manipulación: Ofrece mayor seguridad a los operadores de la banda, mejorando así las condiciones de trabajo. (Eurobelt, 2012)
- Anchura ilimitada
- Variables temperaturas de operación, lo que permite tanto un rápido congelamiento como una rápida refrigeración
- No requiere pre-tensión, excepto para aplicaciones específicas
- Velocidad estable
- Distancia centro a centro corregida automáticamente.
- Se reduce en al menos un 70% los tiempos dedicados a limpieza.

B. Desventajas

- Mayor costo
- Limitado tipo de material, ya que en su gran mayoría son de plástico.

3.6.2 Solución 2 – Banda lisa

Las toallas higiénicas son transportadas sobre una banda lisa tradicional. Las bandas lisas son para instalaciones horizontales y con un pequeño ángulo de inclinación. (ver Figura 6), pueden ser de muchos tipos de tejidos (Ver Tabla 1)

A. Ventajas

- Las calidades de sus recubrimientos y su carcasa exterior, pueden combinarse para lograr el máximo rendimiento. (Ver Tabla 1 y Tabla 4)
- Pueden soportar pequeños ángulos de inclinación.
- Funcionan muy bien en sistemas de bandas con rodillos y tambores
- Menor costo.
- Tracción eficaz, reduce resbalamientos
- Variables temperaturas de operación, lo que permite tanto un rápido congelamiento como una rápida refrigeración
- Velocidad estable

B. Desventajas

- Requiere tensar constantemente para evitar resbalamientos.
- Requiere corregir el centrado, o en su defecto usar sistemas que corrijas el descentramiento.
- Requiere el uso de rodillos, tambores y limpiadores, lo que implica un diseño más complejo.
- Mayores tiempos de mantenimiento porque tiene más componentes.
- No funciona en transportadores con forma curvas, espirales o reversibles.
- No soportan ángulos grandes de elevación.

3.6.3 Solución 3 – Banda nervada o rugosa

Las toallas higiénicas son transportadas sobre una banda nervada o rugosa. Las bandas rugosas ofrecen un mayor coeficiente de rozamiento, mientras que las nervadas también ofrecen un mayor ángulo de inclinación. (ver Figura 6).

A. Ventajas

- La banda rugosa sirve para incrementar el coeficiente de adherencia de los

- materiales transportados.
- Tanto banda rugosa como nervada trabajan con mayores ángulos de inclinación que una banda lisa.
- Funcionan muy bien en sistemas de bandas con rodillos y tambores.
- Las bandas nervadas trabajan con elevado ángulo de inclinación.
- Tracción eficaz, reduce resbalamientos mejor que una banda lisa
- Las calidades de sus recubrimientos y su carcasa exterior, pueden combinarse para lograr el máximo rendimiento. (Ver Tabla 1 y Tabla 4)
- La banda nervada soporta mayores niveles de carga.

B. Desventajas

- Requiere tensar constantemente para evitar resbalamientos.
- Requiere corregir el centrado, o en su defecto usar sistemas que corrijas el descentramiento.
- Requiere el uso de rodillos, tambores y limpiadores, lo que implica un diseño más complejo.
- Mayores tiempos de mantenimiento porque tiene más componentes.
- No funciona en transportadores con forma curvas, espirales o reversibles.

3.6.4 Análisis de soluciones para Módulo 1

Después de detallar todas las alternativas de solución posible para el módulo 1, se procede a combinarlas entre sí. (ver Figura 33)

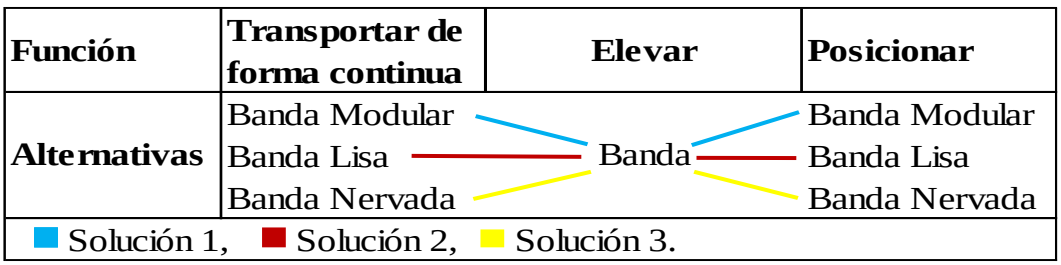


Figura 33. Combinación de alternativas para Módulo 1

Se realiza las matrices de decisión en base a los 3 tipos de soluciones planteadas para el módulo 1, para elegir técnicamente cuál de ellas resulta ser la mejor opción. (ver Tabla 6)

TABLA 6.
Matriz de criterios para Módulo 1.

	Módulo 1	1	2	3	4	5	6	7	8	Total	%
1	Transportar de forma continua		7	9	7	7	7	9	7	53	18,9
2	Elevar Carga	3		7	7	5	5	7	7	41	14,6
3	Girar producto	1	3		5	5	3	5	5	27	9,6
4	Mantenimiento	3	3	5		3	5	7	5	31	11,1
5	Servicio Pesado	3	5	5	7		5	7	5	37	13,2
6	Seguridad	3	5	7	5	5		7	7	39	13,9
7	Facilidad de construir	1	3	5	3	3	3		5	23	8,2
8	Costo	3	3	5	5	5	3	5		29	10,4
										280	100,0

TABLA 7.
Matriz Análisis de Soluciones 1: Transporte forma continua.

	Transportar de forma continua	1	2	3	Total	%
1	Solución 1		5	5	10	33,3
2	Solución 2	5		5	10	33,3
3	Solución 3	5	5		10	33,3
					30	100,0

TABLA 8.
Matriz Análisis de Soluciones 2: Elevar Carga

	Elevar Carga	1	2	3	Total	%
1	Solución 1		9	3	12	40,0
2	Solución 2	1		1	2	6,7
3	Solución 3	7	9		16	53,3
					30	100,0

TABLA 9.
Matriz Análisis de Soluciones 3: Girar Producto

	Girar Producto	1	2	3	Total	%
1	Solución 1		9	9	18	60,0
2	Solución 2	1		5	6	20,0
3	Solución 3	1	5		6	20,0
					30	100,0

TABLA 10.
Matriz Análisis de Soluciones 4: Mantenimiento

	Mantenimiento	1	2	3	Total	%
1	Solución 1		9	9	18	60,0
2	Solución 2	1		5	6	20,0
3	Solución 3	1	5		6	20,0
					30	100,0

TABLA 11.
Matriz Análisis de Soluciones 5: Servicio Pesado

	Servicio Pesado	1	2	3	Total	%
1	Solución 1		7	7	14	46,7
2	Solución 2	3		5	8	26,7
3	Solución 3	3	5		8	26,7
					30	100,0

TABLA 12.
Matriz Análisis de Soluciones 6: Seguridad

	Seguridad	1	2	3	Total	%
1	Solución 1		5	5	10	33,3
2	Solución 2	5		5	10	33,3
3	Solución 3	5	5		10	33,3
					30	100,0

TABLA 13.
Matriz Análisis de Soluciones 7: Facilidad de Construir

	Facilidad de construir	1	2	3	Total	%
1	Solución 1		9	9	18	60,0
2	Solución 2	1		5	6	20,0
3	Solución 3	1	5		6	20,0
					30	100,0

TABLA 14.
Matriz Análisis de Soluciones 8: Costo

	Costo	1	2	3	Total	%
1	Solución 1		7	7	14	46,7
2	Solución 2	3		5	8	26,7
3	Solución 3	3	5		8	26,7
					30	100,0

TABLA 15.
Matriz de decisiones para Módulo 1

Módulo 1	**Transportar de forma continua**	**Elevar Carga**	**Girar producto**	**Mantenimiento**	**Servicio Pesado**	**Seguridad**	**Facilidad de construir**	**Costo**	**Total**	**Prioridad**
% M. de Criterios	18,9	14,6	9,6	11,1	13,2	13,9	8,2	10,4		
Solución 1	33,3	40,0	60,0	60,0	46,7	33,3	60,0	46,7	0,45	1
Solución 2	33,3	6,7	20,0	20,0	26,7	33,3	20,0	26,7	0,24	3
Solución 3	33,3	53,3	20,0	20,0	26,7	33,3	20,0	26,7	0,31	2
									1,00	

Después de evaluar técnicamente las alternativas de solución para el diseño del módulo 1 (ver Tabla 15) se concluye que la alternativa más adecuada es la *Solución 1*, la cual muestra un valor de 0,45 (ver Tabla 15, columna Total). La banda modular ofrece las mejores características para satisfacer el transporte, elevación, posicionamiento y mantenimiento de las toallas higiénicas. (ver Figura 34)

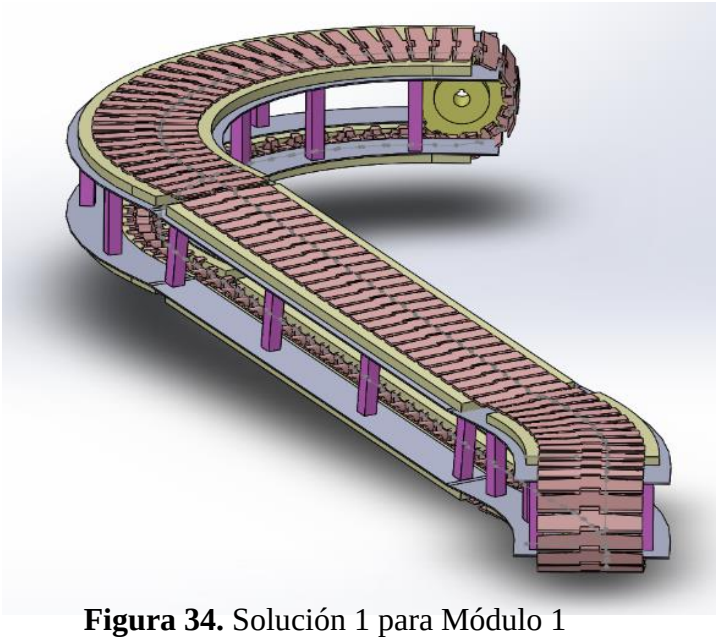


Figura 34. Solución 1 para Módulo 1

3.7 Módulo 2 – Brazo Clasificador

El módulo 2 realiza la función de receptar las toallas higiénicas que salen del módulo 1, agruparlas en grupos de 6 unidades y despachar el sixpack. (ver Figura 35)

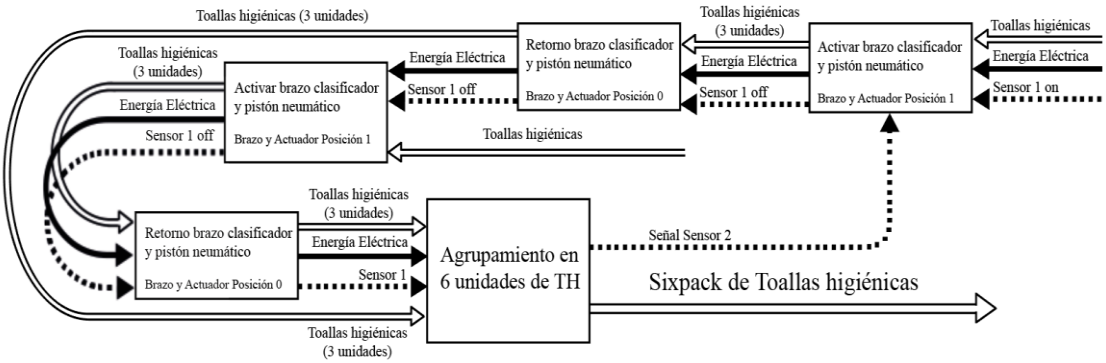


Figura 35. Módulo 2

3.7.1 Solución 1 – Pistón neumático

El pistón neumático puede ser de simple o doble efecto con y sin muelle respectivamente. La función que debe cumplir es empujar los paquetes de toallas higiénicas y retornar a su posición de origen. (ver Figura 36)

Figura 36. Pistón doble efecto FESTO

Fuente: (MundoCompresor, 2015)

A. Ventajas

- Fácil implementación, ya vienen prefabricados y no requiere construir, salvo la estructura que le soporte.
- Abundancia de materia prima, el aire se encuentra en todas partes.
- Bastante preciso.
- Es seguro, no es inflamable.
- Opera a altas velocidades.

B. Desventajas

- Genera tiempos muertos, ya que su trayectoria rectilínea al retorno del pistón produce interferencia con el sistema de alimentación, lo que implica que primero se haga el retorno del pistón y luego la alimentación del producto.
- Requiere sistemas anexos como motor, un compresor, un depósito y válvulas de control, lo que encarece su implementación.
- Requiere una unidad de acondicionamiento de aire para eliminar impurezas y humedad.
- Produce mucho ruido cuando el aire escapa del actuador.

3.7.2 Solución 2 – Mecanismo Biela – Manivela - Corredera

El mecanismo *Biela – Manivela* transforma el movimiento circular en movimiento alternativo, el elemento giratorio se llama *manivela*, que va conectado a una barra rígida llamada *biela*, que describe un movimiento reciprocaste rectilíneo gracias a las guías. (corredera) La función que debe cumplir es empujar los paquetes de toallas higiénicas y retornar a su posición de origen. (ver Figura 37)

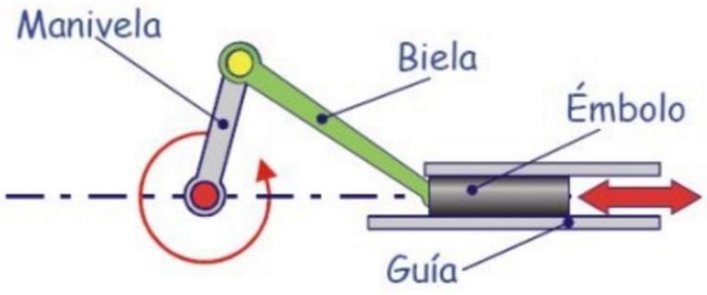


Figura 37. Mecanismo Biela – Manivela - Corredera
Fuente: (TECNOLOGÍA IES MARISMAS, 2015)

A. Ventajas

- Es simple, fácil de construir e implementar.
- Bajo costo de fabricación.
- Opera a altas velocidades.
- No requiere sistemas anexos, salvo un motor.

B. Desventajas

- Genera tiempos muertos, ya que su trayectoria rectilínea al retorno del pistón produce interferencia con el sistema de alimentación, lo que implica que primero se haga el retorno del pistón y luego la alimentación del producto.
- Produce un acelerado desgaste en la corredera.
- Retorno lento del brazo clasificador.

3.7.3 Solución 3 – Mecanismo de Retorno Rápido

El mecanismo de *Retorno Rápido* es una mejora del mecanismo *Biela – Manivela – Corredera*, describe el mismo movimiento y su funcionamiento es similar, salvo por una modificación que permite que el retorno sea mucho más rápido. La función que debe cumplir es empujar los paquetes de toallas higiénicas y retornar a su posición de origen. (ver Figura 38)

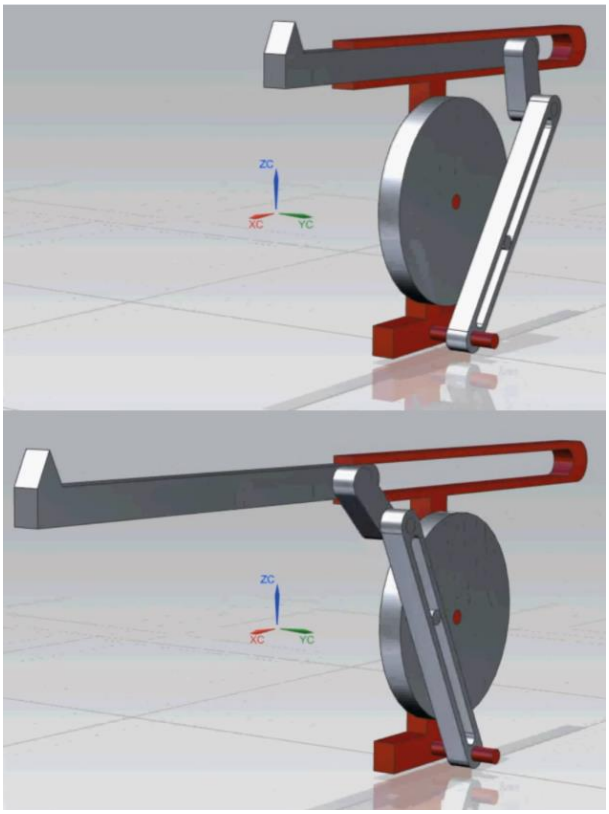


Figura 38. Mecanismo de Retorno Rápido

A. Ventajas

- El retorno del brazo clasificador es rápido.
- Bajo costo de fabricación.
- Opera a altas velocidades.
- No requiere sistemas anexos, salvo un motor.

B. Desventajas

- Genera tiempos muertos, ya que su trayectoria rectilínea al retorno del pistón produce interferencia con el sistema de alimentación, lo que implica que primero se haga el retorno del pistón y luego la alimentación del producto.
- Produce mayor desgaste en la corredera lo que implica hacer mantenimientos más continuos.
- Es más complejo de construir que un mecanismo Biela – Manivela – Corredera.

3.7.4 Solución 4 – Mecanismo de Hoecken

El mecanismo de *Hoecken* es un mecanismo de línea recta compuesto de 4 elementos rígidos que, a partir de un movimiento circular genera una trayectoria rectilínea en el tramo de ida y circular en el tramo de regreso. La función que debe cumplir es empujar los paquetes de toallas higiénicas y retornar a su posición de origen. (ver Figura 21 y Figura 39)

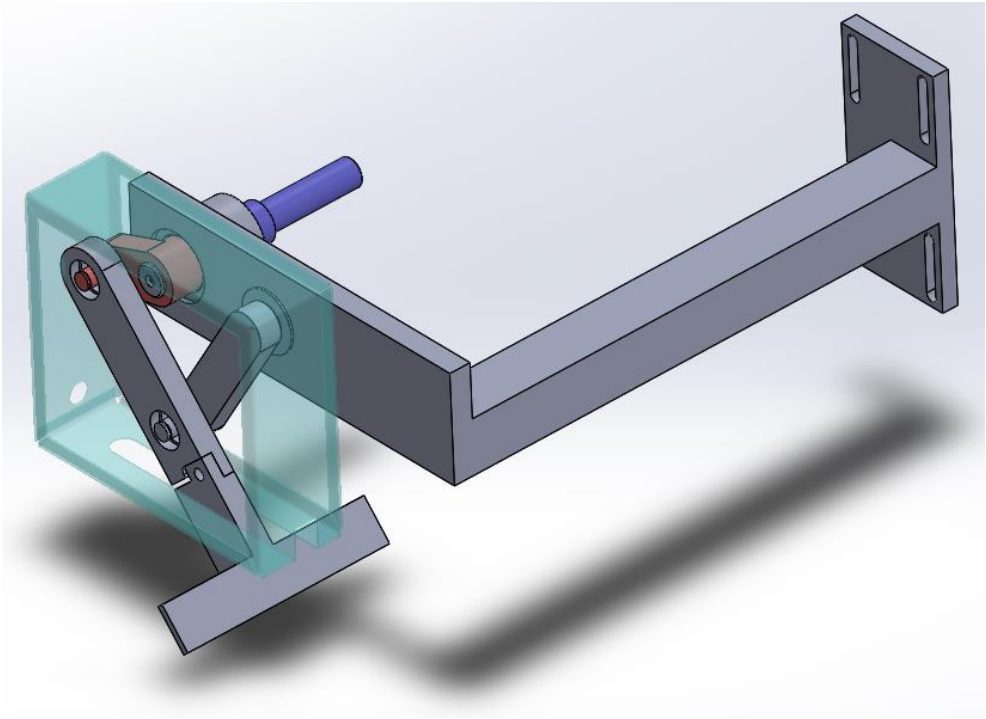


Figura 39. Mecanismo de Hoecken

A. Ventajas

- No genera tiempos muertos, ya que el retorno del mecanismo no interfiere con el sistema de alimentación de toallas higiénicas.
- Es simple, fácil de construir e implementar.
- La manivela de entrada puede dar una vuelta completa, lo que le hace apto para trabajar con cualquier tipo de motor.
- Más barato que usar sistemas hidráulicos y neumáticos
- Opera a altas velocidades.
- No requiere sistemas anexos, salvo un motor.

B. Desventajas

- Requiere construir el mecanismo, no se encuentra prefabricados en el mercado.

3.7.5 Solución 5 – Mecanismo Leva - Seguidor

El mecanismo *Leva - Seguidor* transforma el movimiento circular en movimiento rectilíneo reciprocaste en función del perfil de la leva. La función que debe cumplir es empujar los paquetes de toallas higiénicas y retornar a su posición de origen. (ver Figura 40)

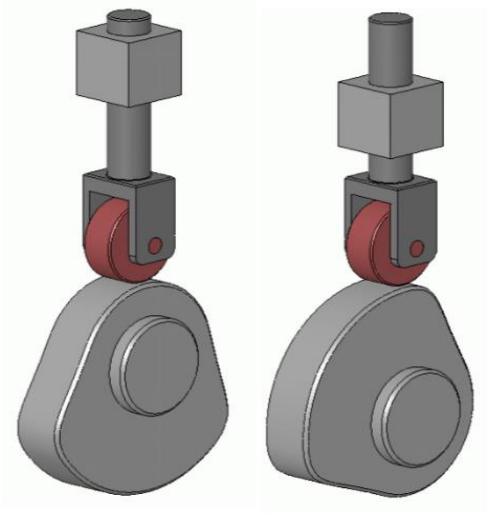


Figura 40. Mecanismo Leva - Seguidor

C. Ventajas

- Retorno rápido del brazo clasificador con un perfil de leva adecuado.
- Es un mecanismo simple.
- Opera a altas velocidades.
- No requiere sistemas anexos, salvo un motor.

D. Desventajas

- Genera tiempos muertos, ya que su trayectoria rectilínea al retorno del pistón produce interferencia con el sistema de alimentación, lo que implica que primero se haga el retorno del pistón y luego la alimentación del producto.
- El perfil de la leva tiende a desgastarse porque está en permanente contacto con el seguidor lo que provocaría un mal rendimiento del mecanismo.
- Es más complejo de construir que los otros sistemas, sobre todo por la manufactura del perfil de la leva.

3.7.6 Análisis de soluciones para Módulo 2

Después de detallar todas las alternativas de solución posible para el módulo 2, se procede a combinarlas entre sí. (ver Figura 41)

Función	**Desplazar Toallas Higiénicas**
Alternativas	Pistón Neumático Mecanismo Biela – Manivela - Corredera Mecanismo de Retorno Rápido Mecanismo de Hoecken Mecanismo Leva - Seguidor

Figura 41. Combinación de alternativas para Módulo 2

Se realiza las matrices de decisión en base a los 5 tipos de soluciones planteadas para el módulo 2, para elegir técnicamente cuál de ellas resulta ser la mejor opción. (ver Tabla 16)

TABLA 16.
Matriz de criterios para Módulo 2.

	Módulo 2	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**Total**	**%**
1	Eficiencia del mecanismo		5	9	9	7	9	7	46	21,9
2	Productividad	5		9	5	7	9	7	42	20,0
3	Mantenimiento	1	1		3	5	7	5	22	10,5
4	Servicio Pesado	1	5	7		5	7	5	30	14,3
5	Seguridad	3	3	5	5		7	7	30	14,3
6	Facilidad de construir	1	1	3	3	3		5	16	7,6
7	Costo	3	3	5	5	3	5		24	11,4
									210	100,0

TABLA 17.
Matriz Análisis de Soluciones 1: Eficiencia del Mecanismo

	Eficiencia del mecanismo	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**Total**	**%**
1	Solución 1		5	3	1	3	12	12,0
2	Solución 2	5		3	1	3	12	12,0
3	Solución 3	7	7		3	5	22	22,0
4	Solución 4	9	9	7		7	32	32,0
5	Solución 5	7	7	5	3		22	22,0
							100	100,0

TABLA 18.
Matriz Análisis de Soluciones 2: Productividad

	Productividad	1	2	3	4	5	Total	%
1	Solución 1		5	3	1	3	12	12,0
2	Solución 2	5		3	1	3	12	12,0
3	Solución 3	7	7		3	5	22	22,0
4	Solución 4	9	9	7		7	32	32,0
5	Solución 5	7	7	5	3		22	22,0
							100	100,0

TABLA 19.
Matriz Análisis de Soluciones 3: Mantenimiento

	Mantenimiento	1	2	3	4	5	Total	%
1	Solución 1		3	3	3	5	14	14,0
2	Solución 2	7		7	7	5	26	26,0
3	Solución 3	7	3		5	5	20	20,0
4	Solución 4	7	3	5		5	20	20,0
5	Solución 5	5	5	5	5		20	20,0
							100	100,0

TABLA 20.
Matriz Análisis de Soluciones 4: Servicio Pesado

	Servicio Pesado	1	2	3	4	5	Total	%
1	Solución 1		5	5	5	5	20	20,0
2	Solución 2	5		5	5	5	20	20,0
3	Solución 3	5	5		5	5	20	20,0
4	Solución 4	5	5	5		5	20	20,0
5	Solución 5	5	5	5	5		20	20,0
							100	100,0

TABLA 21.
Matriz Análisis de Soluciones 5: Seguridad

	Seguridad	1	2	3	4	5	Total	%
1	Solución 1		5	3	3	5	16	16,0
2	Solución 2	5		5	3	7	20	20,0
3	Solución 3	7	5		3	5	20	20,0
4	Solución 4	7	7	7		7	28	28,0
5	Solución 5	5	3	5	3		16	16,0
							100	100,0

TABLA 22.
Matriz Análisis de Soluciones 6: Facilidad de Construir

	Facilidad de Construir	1	2	3	4	5	Total	%
1	Solución 1		7	7	7	7	28	28,6
2	Solución 2	3		7	7	7	24	24,5
3	Solución 3	3	3		5	5	16	16,3
4	Solución 4	3	3	5		5	16	16,3
5	Solución 5	3	3	5	3		14	14,3
							98	100,0

TABLA 23.
Matriz Análisis de Soluciones 7: Costo

	Costo	1	2	3	4	5	Total	%
1	Solución 1		3	3	3	3	12	12,0
2	Solución 2	7		7	7	7	28	28,0
3	Solución 3	7	3		5	5	20	20,0
4	Solución 4	7	3	5		7	22	22,0
5	Solución 5	7	3	5	3		18	18,0
							100	100,0

TABLA 24.
Matriz de decisiones para Módulo 2

Módulo 2	**Eficiencia del mecanismo**	**Productividad**	**Mantenimiento**	**Servicio Pesado**	**Seguridad**	**Facilidad de construir**	**Costo**	**Total**	**Prioridad**
% M. de Criterios	21,9	20,0	10,5	14,3	14,3	7,6	11,4		
Solución 1	12,0	12,0	14,0	20,0	16,0	28,6	12,0	0,15	5
Solución 2	12,0	12,0	26,0	20,0	20,0	24,5	28,0	0,19	4
Solución 3	22,0	22,0	20,0	20,0	20,0	16,3	20,0	0,21	2
Solución 4	32,0	32,0	20,0	20,0	28,0	16,3	22,0	0,26	1
Solución 5	22,0	22,0	20,0	20,0	16,0	14,29	18,0	0,20	3
								1,00	

Después de evaluar técnicamente las alternativas de solución para el diseño del módulo 2 (ver Tabla 24) se concluye que la alternativa más adecuada es la *Solución 4*, la cual muestra un valor de 0,26 (ver Tabla 24, columna Total). El *Mecanismo de Hoecken* ofrece las mejores características para el funcionamiento del *Brazo Clasificador*, el cuál debe receptar las toallas higiénicas que salen del módulo 1, agruparlas en grupos de 6 unidades y despachar el sixpack. Su principal ventaja es la eliminación de tiempos muertos ya que el retorno del mecanismo no interfiere con el sistema de alimentación de toallas higiénicas, característica que es determinante a la hora de diseñar el módulo 2. El *Brazo Clasificador* se monta sobre una estructura anclada al piso, donde reposa el motor y el mecanismo Hoecken. (ver Figura 39)

3.8 Módulo 3 – Control del Proceso

El módulo 3 realiza la función de procesar la información necesaria para el funcionamiento de los módulos 1 y 2, es decir se refiere a la automatización industrial de la *Banda Trasportadora* (Módulo 1) y *Brazo Clasificador* (Módulo 2). Las funciones que debe cumplir son la de iniciar el funcionamiento de la *Banda Trasportadora*, control de los grupos motrices, control de los actuadores, control del mecanismo de Hoecken y la sincronización de todos estos elementos.

3.8.1 Solución 1 – Arduino

El arduino es una plataforma electrónica de código abierto a base de un microcontrolador que posee un hardware y software con un sistema de desarrollo fácil de usar. La función que debe cumplir es realizar el proceso de control de los grupos motrices, banda trasportadora, brazo clasificador y actuadores en función de los datos que aporten los sensores. (ver Figura 42)

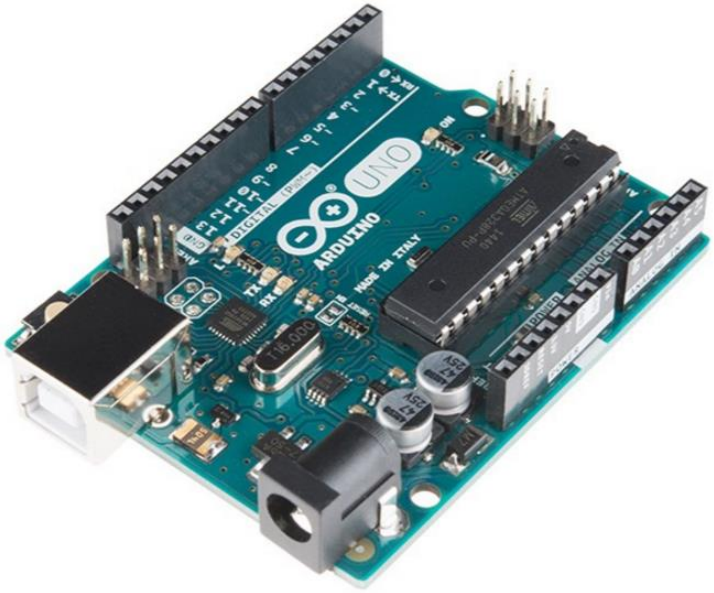


Figura 42. Placa Arduino Uno
Fuente: (ARDUINO, 2017)

A. Ventajas

- Bajo costo.
- Fácil adquisición.
- Fácil implementación.
- Código abierto.
- Gran número de E/S tanto analógicas como digitales.

B. Desventajas

- Necesita una etapa de potencia si se usa a nivel industrial
- Bajo procesamiento de datos.
- No soporta un sistema operativo completo.

3.8.2 Solución 2 – Controlador Lógico Programable PLC

Es un dispositivo digital electrónico con una memoria programable para el almacenamiento de instrucciones, permitiendo la implementación de funciones específicas como ser: lógicas, secuenciales, temporizadas, de conteo y aritméticas; con el objeto de controlar máquinas y procesos¨ (Automación Micromecánica s.a.i.c, 2013). La función que debe cumplir es realizar el proceso de control de los grupos motrices, banda trasportadora, brazo clasificador y actuadores en función de los datos que aporten los sensores. (ver Figura 26 y Figura 27)

A. Ventajas

- Trabaja muy bien en ambientes industriales.
- Soporta varios lenguajes de programación.
- Variedad y disponibilidad en el mercado.
- Fácil implementación.
- Posibilidad de gobernar varios sistemas o equipos con un mismo PLC.
- Si por alguna razón la máquina queda fuera de servicio, el PLC sigue siendo útil para otra máquina o sistema de producción
- Puede ampliarse agregando módulos según la demanda del usuario.
- Gran número de E/S tanto analógicas como digitales.
- Permite controlar y supervisar los procesos.

B. Desventajas

- Costo.
- Requiere software especial.
- Necesita una etapa de potencia.

3.8.3 Análisis de soluciones para Módulo 3

Después de detallar todas las alternativas de solución posible para el módulo 3, se procede a combinarlas entre sí. (ver Figura 43)

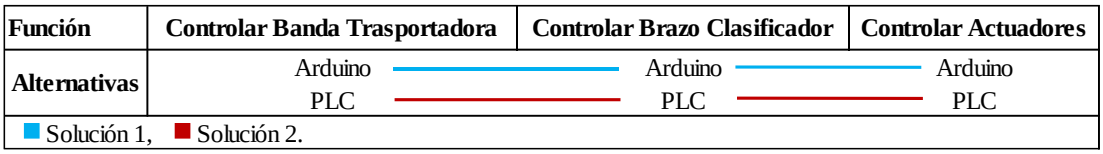


Figura 43. Combinación de alternativas para Módulo 3

Se realiza las matrices de decisión en base a los 2 tipos de soluciones planteadas para el módulo 3, para elegir técnicamente cuál de ellas resulta ser la mejor opción. (ver Tabla 25)

TABLA 25.
Matriz de criterios para Módulo 3.

	Módulo 3	1	2	3	4	5	Total	%
1	Facilidad de Implementar		3	7	3	3	16	16,0
2	Facilidad de Uso	7		7	3	3	20	20,0
3	Mantenimiento	3	3		5	5	16	16,0
4	Servicio Pesado	7	7	5		7	26	26,0
5	Costo	7	7	5	3		22	22,0
							100	100,0

TABLA 26.
Matriz Análisis de Soluciones 1: Facilidad de Implementar

	Facilidad de Implementar	1	2	Total	%
1	Solución 1		5	5	50,0
2	Solución 2	5		5	50,0
				10	100,0

TABLA 27.
Matriz Análisis de Soluciones 2: Facilidad de Uso

	Facilidad de Uso	1	2	Total	%
1	Solución 1		3	3	30,0
2	Solución 2	7		7	70,0
				10	100,0

TABLA 28.
Matriz Análisis de Soluciones 3: Mantenimiento

	Mantenimiento	1	2	Total	%
1	Solución 1		7	7	70,0
2	Solución 2	3		3	30,0
				10	100,0

TABLA 29.
Matriz Análisis de Soluciones 4: Servicio Pesado

	Servicio Pesado	1	2	Total	%
1	Solución 1		3	3	30,0
2	Solución 2	7		7	70,0
				10	100,0

TABLA 30.
Matriz Análisis de Soluciones 5: Costo

	Costo	1	2	Total	%
1	Solución 1		7	7	70,0
2	Solución 2	3		3	30,0
				10	100,0

TABLA 31.
Matriz de decisiones para Módulo 3

Módulo 3	**Facilidad de Implementar**	**Facilidad de Uso**	**Mantenimiento**	**Servicio Pesado**	**Costo**	**Total**	**Prioridad**
% M. de Criterios	16,0	20,0	16,0	26,0	22,0		
Solución 1	50,0	30,0	70,0	30,0	70,0	0,48	2
Solución 2	50,0	70,0	30,0	70,0	30,0	0,52	1
						1,00	

Después de evaluar técnicamente las alternativas de solución para el diseño del módulo 3 (ver Tabla 31) se concluye que la alternativa más adecuada es la *Solución 2*, la cual muestra un valor de 0,52 (ver Tabla 31, columna Total). El *Controlador Lógico Programable PLC*, ofrece las mejores características para la automatización de la *Banda Transportadora*, el *Brazo Clasificador* y los actuadores. Su principal ventaja es que puede operar prolongadamente en la industria, incluso en entornos hostiles, sin que esto afecte a su rendimiento, además, de su facilidad de uso (ver Figura 23 y Figura 24)

3.9 Módulo 4 – Grupos Motrices

El módulo 4 la responsable de dar movimiento a la *Banda Trasportadora* y al *Brazo Clasificador*, para lo cual se tienen 2 motores. El *Grupo Motriz* 1 debe hacer girar el eje de la rueda dentada de la banda transportadora para producir el transporte continuo

de toallas higiénicas, el *Grupo Motriz* 2 debe girar el eje que va conectado al brazo motriz del mecanismo de Hoecken que alimenta el *Brazo Clasificador*.

3.9.1 Solución 1 – Motor AC

El motor AC, es un motor que funciona con corriente alterna, gira 360° de forma continua y se lo usa para mover los motores de los grupos motrices 1 y 2 respectivamente. (ver Figura 44)

Figura 44. Motor Trifásico – Reductor Engranajes cónicos
Fuente: (Bonfiglioli, 2017)

A. Ventajas

- Alto torque.
- Alta velocidad.
- Más sencillo y menor mantenimiento.
- Menor costo.

B. Desventajas

- Alto consumo.
- Instrumentación específica.

- No se puede regular la velocidad directamente.
- Giro completo y constante.

3.9.2 Solución 2 – Motor a Pasos

Es un dispositivo electromecánico cuyo desplazamiento angular (giro) se realiza mediante pulsos eléctricos, esto le permite desplazarse cierta cantidad de grados de forma alternada. (ver Figura 45)

Figura 45 Motor a Pasos
Fuente: (Inteligencia artificial, 2016)

A. Ventajas

- Alto torque
- Bastante preciso, sus desplazamientos angulares pueden ir desde 1.8° hasta 90°
- Excelente respuesta ante arranque, parada y reversa
- El motor responde a pulsos de entradas digitales, permitiendo un control de lazo abierto, haciendo un control más simple y económico.
- Se puede regular la velocidad de rotación directamente.

B. Desventajas

- Alto costo.
- Muy difícil de controlar a altas velocidades.
- Alto consumo.
- Requiere etapa de instrumentación específica.

3.9.3 Solución 3 – Servomotor

Es un motor C.C. cuyo desplazamiento angular está condicionado mediante un tren de pulsos. Está compuesto por un amplificador, un motor, un sistema reductor y un circuito de realimentación, todo en una misma caja de pequeñas dimensiones. El resultado es un servo de posición con un margen de operación de 180° aproximadamente.

A. Ventajas

- Alto torque.
- Alta precisión, su desplazamiento angular es de 180° por pulso.
- Menor consumo.
- Excelente respuesta ante arranque, parada y reversa.
- Se puede regular la velocidad, es motor CC y tiene un reductor de velocidad.
- Menor costo que un motor a pasos.

B. Desventajas

- Difícil de encontrar en desplazamientos angulares diferentes de 180°
- Requiere etapa de instrumentación específica.

3.9.4 Análisis de soluciones para Módulo 4

Después de detallar todas las alternativas de solución posible para el módulo 3, se procede a combinarlas entre sí. (ver Figura 46)

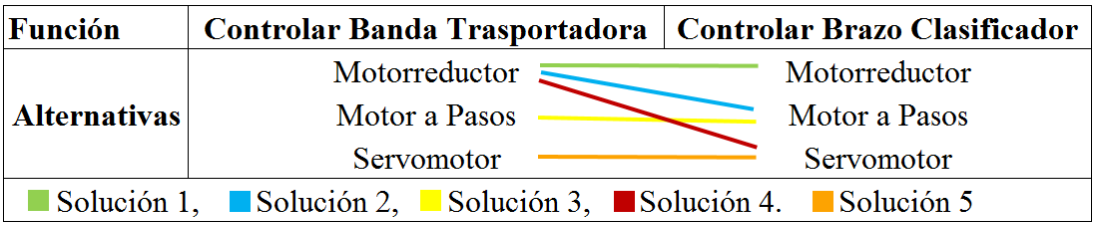


Figura 46. Combinación de alternativas para Módulo 4

Se realiza las matrices de decisión en base a los 4 tipos de soluciones planteadas para el módulo 4, para elegir técnicamente cuál de ellas resulta ser la mejor opción. (ver Tabla 32)

TABLA 32.
Matriz de criterios para Módulo 4.

	Módulo 4	1	2	3	4	5	Total	%
1	Precisión		5	3	3	3	14	14,0
2	Velocidad Regulable	5		5	3	3	16	16,0
3	Mantenimiento	7	5		5	5	22	22,0
4	Servicio Pesado	7	7	5		5	24	24,0
5	Costo	7	7	5	5		24	24,0
							100	100,0

TABLA 33.
Matriz Análisis de Soluciones 1: Precisión

	Precisión	1	2	3	4	5	Total	%
1	Solución 1		5	3	7	5	20	20,0
2	Solución 2	5		3	3	5	16	16,0
3	Solución 3	7	7		5	5	24	24,0
4	Solución 4	3	7	5		3	18	18,0
5	Solución 5	5	5	5	7		22	22,0
							100	100,0

TABLA 34.
Matriz Análisis de Soluciones 2: Velocidad Regulable

	Velocidad Regulable	1	2	3	4	5	Total	%
1	Solución 1		7	7	7	5	26	26,5
2	Solución 2	3		5	3	3	14	14,3
3	Solución 3	3	5		3	3	14	14,3
4	Solución 4	3	7	7		5	22	22,4
5	Solución 5	3	7	7	5		22	22,4
							98	100,0

TABLA 35.
Matriz Análisis de Soluciones 3: Mantenimiento

	Mantenimiento	1	2	3	4	5	Total	%
1	Solución 1		7	7	7	7	28	26,9
2	Solución 2	3		7	7	5	22	21,2
3	Solución 3	3	3		3	5	14	13,5
4	Solución 4	3	7	7		7	24	23,1
5	Solución 5	3	5	5	3		16	15,4
							104	100,0

TABLA 36.
Matriz Análisis de Soluciones 4: Servicio Pesado

	Servicio Pesado	1	2	3	4	5	Total	%
1	Solución 1		7	7	7	7	28	26,9
2	Solución 2	3		7	7	5	22	21,2
3	Solución 3	3	3		3	5	14	13,5
4	Solución 4	3	7	7		7	24	23,1
5	Solución 5	3	5	5	3		16	15,4
							104	100,0

TABLA 37.
Matriz Análisis de Soluciones 5: Costo

	Costo	1	2	3	4	5	Total	%
1	Solución 1		7	7	7	7	28	26,9
2	Solución 2	3		7	7	5	22	21,2
3	Solución 3	3	3		3	5	14	13,5
4	Solución 4	3	7	7		7	24	23,1
5	Solución 5	3	5	5	3		16	15,4
							104	100,0

TABLA 38.
Matriz de decisiones para Módulo 4

Módulo 4	**Precisión**	**Velocidad Regulable**	**Mantenimiento**	**Servicio Pesado**	**Costo**	**Total**	**Prioridad**
% M. de Criterios	14,0	16,0	22,0	24,0	24,0		
Solución 1	20,0	26,5	26,9	26,9	26,9	0,26	1
Solución 2	16,0	14,3	21,2	21,2	21,2	0,19	3
Solución 3	24,0	14,3	13,5	13,5	13,5	0,15	5
Solución 4	18,0	22,4	23,1	23,1	23,1	0,22	2
Solución 5	22,0	22,4	15,4	15,4	15,4	0,17	4
						1,00	

Después de evaluar técnicamente las alternativas de solución para el diseño del módulo 4 (ver Tabla 38) se concluye que la alternativa más adecuada es la *Solución 1*, la cual muestra un valor de 0,26 (ver Tabla 38, columna Total). El Motorreductor, ofrece las mejores características para el grupo motriz de la Banda Transportadora, y del Brazo Clasificador. Su principal ventaja es que otorga la suficiente precisión para el desplazamiento angular y el costo. (ver Figura 44)

3.10 Prototipo de Máquina Final

El nivel 0 queda definido por el prototipo de máquina que ejecuta plenamente las demandas del cliente, dando prioridad a sus demandas básicas, mismas que fueron valoradas en el análisis técnico de soluciones para cada módulo. Las soluciones mejor puntuadas para cada módulo se resumen en el esquema descrito a continuación, donde se enumera el módulo, la solución más adecuada, sus principales ventajas y desventajas y finalmente, el gráfico. (ver Figura 47)

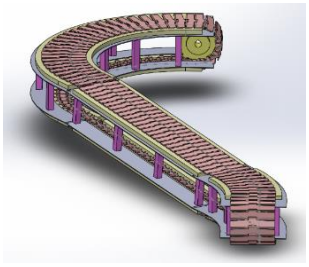
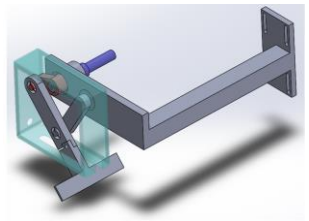
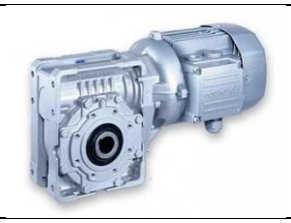
Módulo	Solución	Ventajas	Desventajas	Imagen
Módulo 1 Sistema de Transporte Continuo	Banda Modular Solución 1	• Diseño Simplificado • Puede girar y elevar producto • Fácil mantenimiento	• Mayor Costo	
Módulo 2 Brazo Clasificador	Mecanismo de Hoecken Solución 4	• Eliminación de tiempos muertos	• Fabricación	
Módulo 3 Control del Proceso	PLC Solución 2	• Ideal para ambientes industriales • Puede operar múltiples equipos	• Mayor Costo	
Módulo 4 Grupos Motrices	Servomotor Solución 4	• Servicio Pesado • Fácil mantenimiento	• Mayor Costo	

Figura 47. Resumen de Soluciones

En base a la selección técnica de soluciones para cada módulo se realiza el prototipo por diseño CAD, que muestra en detalle todos los sistemas que integran la máquina (ver Figura 48), donde también se muestra una segunda banda transportadora donde reposan los cagilones que llevan los grupos de sixpack de toallas higiénicas a la fase de empaquetado, si bien esta no es parte del proyecto, se añade con el fin de facilitar la comprensión del lector, dicha banda reposa en las instalaciones de la empresa Familia.

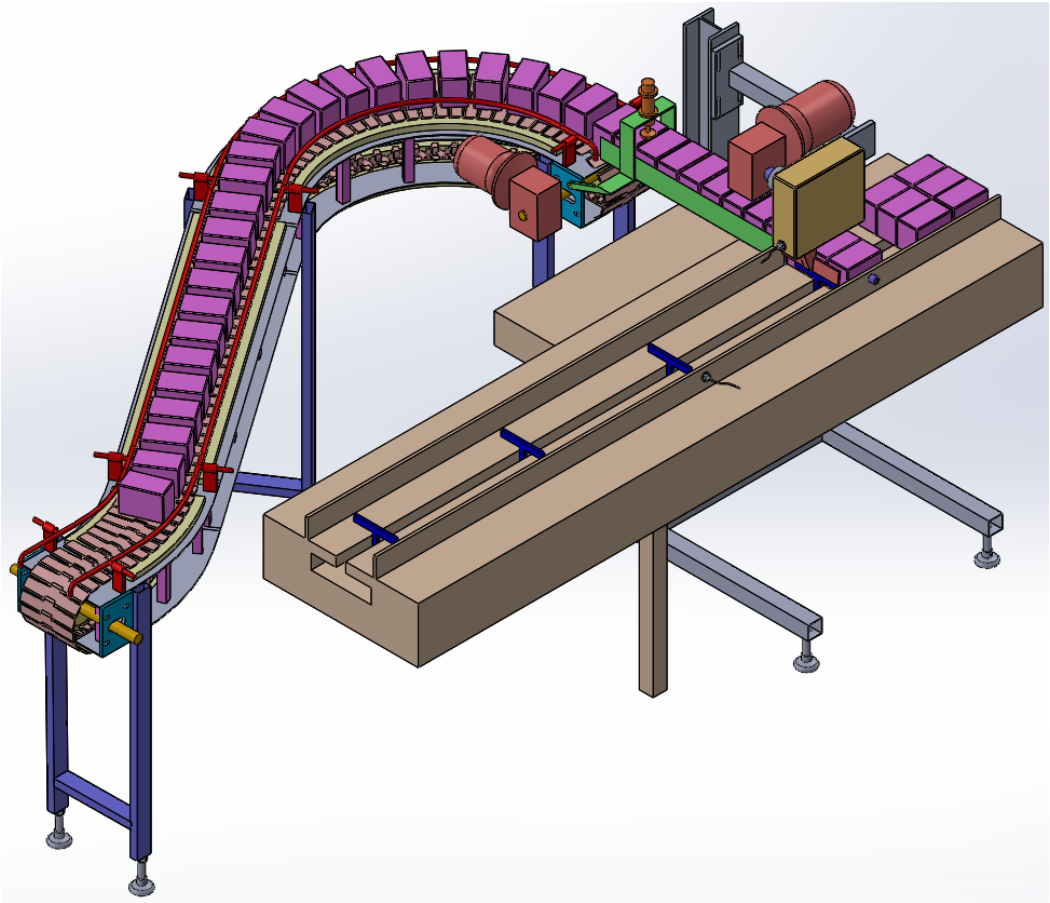


Figura 48. Diseño CAD – Banda Transportadora y Brazo Clasificador

3.11 **Resumen**

El Capítulo 3 corresponde al diseño concurrente que busca mediante la casa de la calidad. La Casa de la Calidad permite la documentación formal del proceso lógico a través de la superposición de matrices donde se traducen las necesidades de los clientes en características específicas de productos o servicios. Posteriormente, se realiza matrices criterio para determinar la mejor selección de componentes en base a las soluciones que se obtuvieron de la casa de la calidad, todo esto garantiza que la máquina cumple plenamente las necesidades del cliente. La máquina contempla 3 módulos. Los resultados obtenidos son diseñar y construir una banda modular semicircular para el transporte de las toallas higiénicas, el mecanismo de Hoeckens mueve al brazo clasificador, para el sistema de control se usa PLC y la máquina es alimentada por un motorreductor.

CAPÍTULO 4: INGENIERÍA DE DETALLE

En el presente capítulo se expone el diseño mecánico y cálculos de los elementos más importantes de la banda transportadora y el brazo clasificador, así como todos sus elementos, ejes, rodamientos, selección de banda, selección de grupos motrices, diseño del mecanismo de Hoeckens. También se selecciona los elementos necesarios para la automatización mediante un programador lógico programable PLC, sensores de posición, pistón neumático y la electroválvula.

4.1 Diseño de la Banda Transportadora

Lo primero para definir el diseño de una banda transportadora es conocer el tipo de material que se va a transportar, su peso específico y la velocidad estimada de transporte del producto, a esto se conoce como Capacidad Máxima de Transporte (Q). Las dimensiones del producto se muestran en la figura 49 mostrada a continuación.

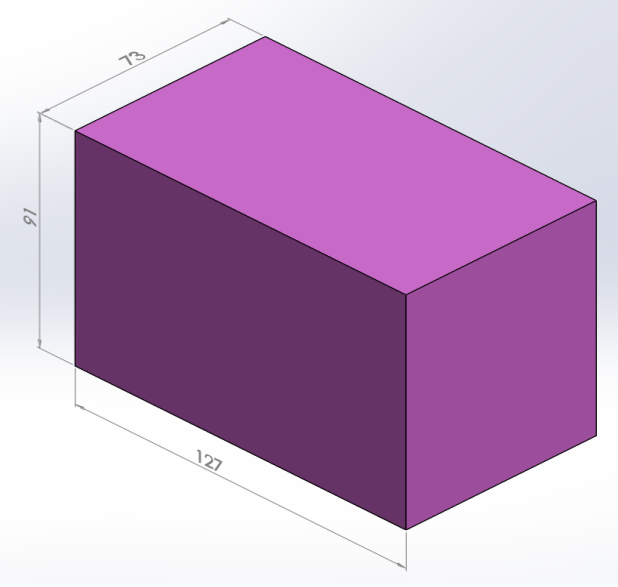


Figura 49. Dimensiones del producto (Toalla Nosotras Invisible Clásica)

Se calcula la capacidad máxima de transporte, en base a la velocidad de la banda y la productividad esperada que es de al menos 66 toallas por minuto. La velocidad en banda está definida por la ecuación 1.

$$V = Prod * t \quad (1)$$

Donde:

V: Velocidad en Banda - [m/min]
Prod: Productividad Esperada - [toallas/min]
t: Espesor – [mm/toalla]

$$V = 66\frac{\text{toallas}}{\text{min}} * 73\frac{\text{mm}}{\text{toallas}} = 4.82\frac{\text{m}}{\text{min}}$$

La capacidad máxima de transporte está definida por la ecuación 2.

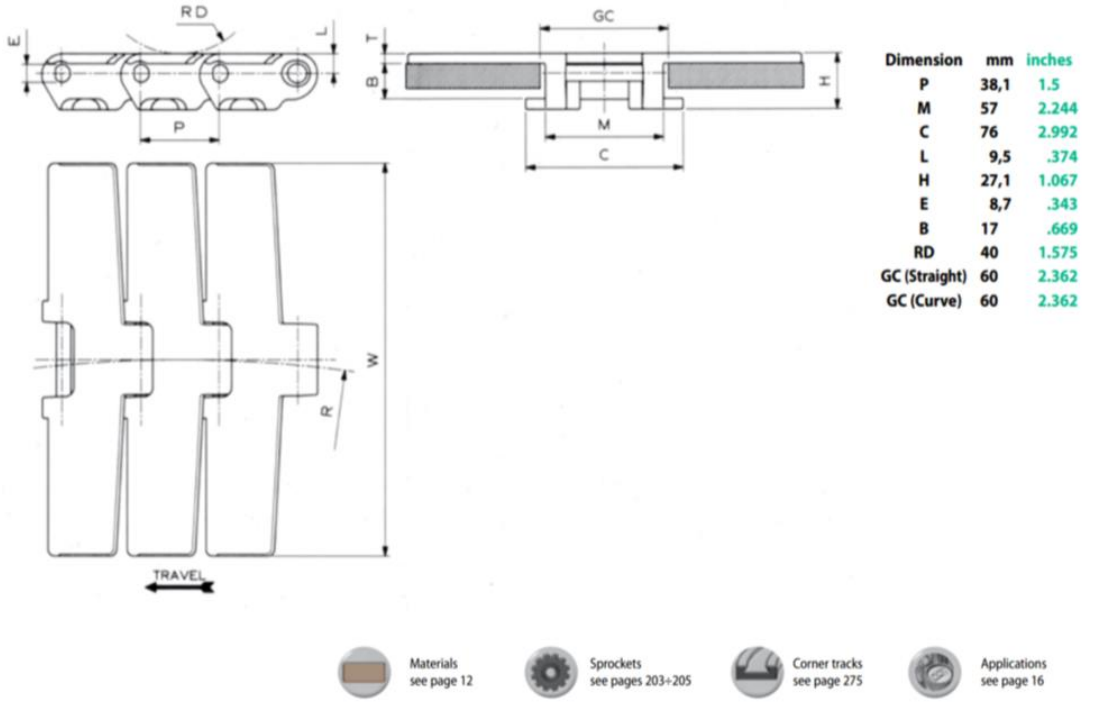
$$Q = Prod * P_{esp} \quad (2)$$

Donde:

Q: Capacidad máxima de transporte – [kgf/hr]
Prod: Productividad Esperada – [toallas/min]
P_{esp}: Peso Específico – [kgf/toallas]

$$Q = 66\frac{\text{toallas}}{\text{min}} * 0.216\ \frac{\text{kgf}}{\text{toallas}} = 855.36\frac{\text{kgf}}{\text{hr}}$$

El ancho de la banda se selecciona en función de la velocidad de la banda y el ancho del producto, generalmente para velocidades inferiores a 1.31 m/s se puede seleccionar cualquier tipo de ancho. La selección de la banda se hace del catálogo general de Regina Conveyor (ver Figura 50) y se seleccionó una banda modular UP 882T K ½. Correspondiente a un ancho de banda B = 190.5 mm.



Dimension	mm	inches
P	38,1	1.5
M	57	2.244
C	76	2.992
L	9,5	.374
H	27,1	1.067
E	8,7	.343
B	17	.669
RD	40	1.575
GC (Straight)	60	2.362
GC (Curve)	60	2.362

Materials see page 12
Sprockets see pages 203÷205
Corner tracks see page 275
Applications see page 16

882T (Sideflexing - Tab - Heavy Duty Single Hinge - Reinforced Top Plate)

REGINA PART NUMBER	CHAIN WIDTH W		PLATE THICKNESS T		SIDEFLEXING RADIUS R		WORKING LOAD (25°C/77°F)		CHAIN WEIGHT		MATERIAL
	mm	inches	mm	inches	mm	inches	N	lbs	kg/m	lbs/ft	
UP 882T K 4 ½	114,3	4.50	4,8	0.189	609,6	24	3910	879	2,00	1.34	ULTRA PERFORMANCE ACETAL RESIN (UP)
UP 882T K 7 ½	190,5	7.50	4,8	0.189	609,6	24	3910	879	2,43	1.63	
UP 882T K 10	254,0	10.00	4,8	0.189	609,6	24	3910	879	2,72	1.83	
UP 882T K 12	304,8	12.00	4,8	0.189	609,6	24	3910	879	2,95	1.98	
D2K 882T K 4 ½	114,3	4.5	4,8	0.189	609,6	24	3910	879	2,00	1.34	REGINA DK²
D2K 882T K 7 ½	190,5	7.50	4,8	0.189	609,6	24	3910	879	2,43	1.63	

Standard length: 3,048 m (10 feet)

Figura 50. Banda Modular 882T

Fuente: (Regina Conveyor General Catalogue, 2012)

Después de definir geométricamente la banda se debe analizar los esfuerzos a los que la banda se encuentra sometida, para realizar un diseño exitoso se debe tener en cuenta que la banda transportadora tiene diferentes tramos, un tramo inclinado y 2 tramos curvos, de igual forma se debe delimitar zonas de la banda donde va a existir producto acumulado y no acumulado. Las fuerzas que una banda debe vencer son:

- Fuerzas para vencer la banda vacía.
- Fuerza para desplazar la carga horizontalmente.
- Fuerza para desplazar la carga verticalmente.
- Fuerza para desplazar la carga angularmente.

Producto de esas fuerzas se resuelve segmentar la banda en 3 zonas de análisis siguiendo las recomendaciones de diseño del catálogo especializado en diseño de bandas modulares, AVE Chain & Conveyors Components.

- T_{M1}: Tensión en la zona circular inferior.
- T_{M2}: Tensión en la zona inclinada.
- T_{M3}: Tensión en la zona circular superior.

Las tensiones también aumentan si existe acumulación de producto en algún tramo de la banda producto el rozamiento entre la superficie del producto y la superficie de la banda, (ver figura 51) se toma el estado más crítico posible y se asume que existe acumulación de producto en el 70% de la banda, es decir concretamente en la zona curva superior y la zona de elevación. Para asumir una acumulación general del 70% de la banda, se hizo en base a la cantidad de productos que salen del proceso anterior (empaquetado unitario de toallas higiénicas), también se consideró la velocidad a la que estas entran a la banda transportadora y los requerimientos mínimos de capacidad máxima de transporte.

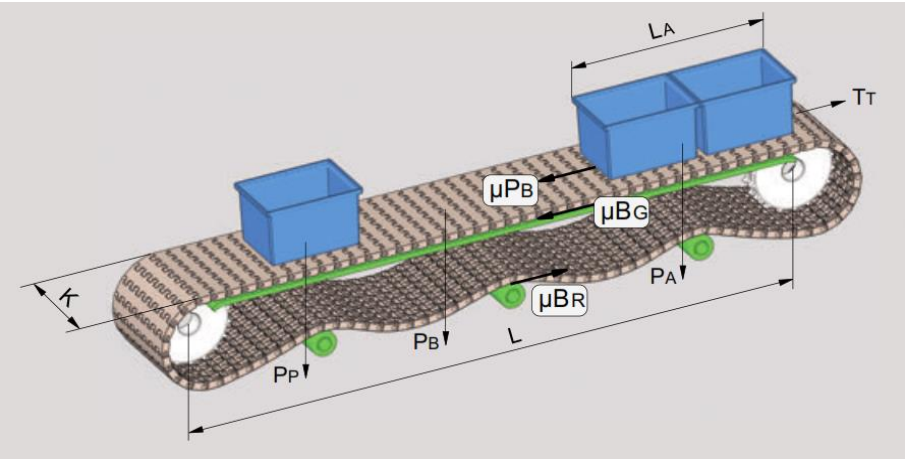


Figura 51. Banda transportadora Modular con sección con acumulación
Fuente: (AVE Chain & Conveyors Components, 2014)

4.1.1 Análisis de la zona curva inferior (T_{M1})

La zona curva inferior tiene un radio de giro pequeño y responde a limitaciones de espacio en las instalaciones donde prestará servicio la máquina. (ver figura 52)

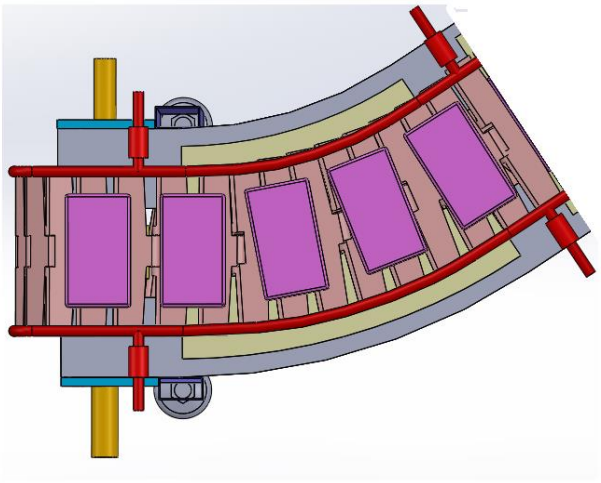


Figura 52. Zona curva inferior

El análisis de fuerzas para una zona curva tiene la configuración que muestra la figura 53 (ver figura 53), se hace el análisis de tensión por partes, es decir se comienza por la sección AB, luego se analiza la sección AC que es la suma de la sección AB más la sección BC y así sucesivamente hasta obtener los valores de todas las secciones del transportador, esto es desde la sección AB hasta la sección AG.

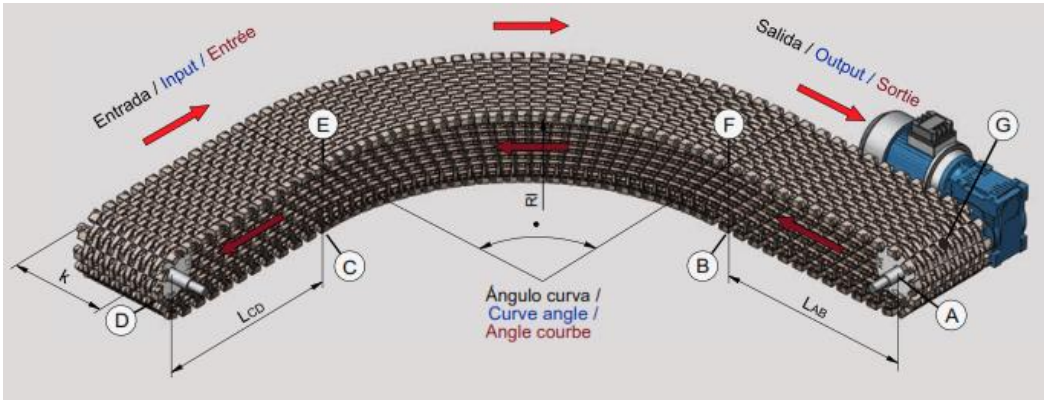


Figura 53. Análisis por secciones para una configuración de banda circular
Fuente: (AVE Chain & Conveyors Components, 2014)

Como condición particular para esta sección de la banda se considera que no tiene acumulación de producto en toda su superficie. La tensión para el tramo AB está definida por la ecuación 3.

$$T_{AB1} := L_{AB} \cdot uBg \cdot P_B \quad (3)$$

Donde:

T_{AB1}: Tensión en el tramo AB de la zona curva inferior – [N]

L_{AB}: Longitud del tramo AB – [mm]

uBg: Coeficiente rozamiento entre la banda y la guía inferior – [adimensional] Ver figura 55

P_B: Peso de la banda por unidad de longitud - [kgf/m] – Ver figura 50

$$T_{AB1} = 95 \text{ mm} * 0.2 * 2.43 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} = 0.453 \text{ N}$$

Se debe verificar que el radio de curvatura de la sección circular debe ser mayor a 2.2 veces el ancho de la banda. La tensión para el tramo AC está definida por la ecuación 4.

$$T_{AC1} = T_{AB1} * fr_1 + fs_1 * P_B * uBg * \frac{\pi * \alpha_1}{180} * \left(R_{I1} + \frac{B}{2}\right) \quad (4)$$

Donde:

T_{AC1}: Tensión en el tramo AC de la zona curva inferior – [N]

T_{AB1}: Tensión en el tramo AB de la zona curva inferior – [N]

fr_1: Factor de rozamiento – [adimensional] – Ver figura 55

fs_1: Factor de seguridad – [adimensional] – Ver figura 55

P_B: Peso de la banda por unidad de longitud - [kgf/m] – Ver figura 50

uBg: Coeficiente rozamiento entre la banda y la guía inferior – [adimensional]

α_1: Ángulo de curvatura de la sección circular inferior – [°]

R_{I1}: Radio de curvatura de la sección circular – [mm]

B: Ancho de la banda – [mm]

$$T_{AC1} = 0.453 \text{ N} * 1.11 + 0.55 * 2.43 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} * 0.2 * \frac{\pi * 33°}{180} * \left(475 \text{ mm} + \frac{190.5 \text{ mm}}{2}\right)$$

$$T_{AC1} = 1.364 \text{ N}$$

TABLA 4 / TABLE 4 / TABLEAUX 4

μBG , μBR, μBL: coeficiente de fricción de la banda con las guías del transport ador.
friction coefficient between belt and guide rails.
coefficient de friction du t apis avec les rails du convoyeur .

Mat. Banda / Belt mat. / Mat.Tapis — Mat.Guías / Guides material / Mat. Rails	PP		ACETAL / ACETAL / ACÉTAL		KEVLAR ®	
	Con lubricación / With lubrication / Avec lubrification	Seco / Dry / Sec	Con lubricación / With lubrication / Avec lubrification	Seco / Dry / Sec	Con lubricación / With lubrication / Avec lubrification	Seco / Dry / Sec
U.H.M.W. - PE (DESLIDUR)	0.14	0.15	0.11	0.14	0.09	0.11
Acero inox o al carbono / Stainless or carbon steel / Acier inox ou au carbone	0.25	0.30	0.14	0.19	0.11	0.16
NILATRÓN / NILATRON / NILATRON	0.20	0.22	0.13	0.15	0.10	0.11
RODILLOS μBR / ROLLERS μBR / ROULEAUX μBR	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10

Figura 54. Coeficientes de fricción – Tabla 4 de Catálogo AVE

Fuente: (AVE Chain & Conveyors Components, 2014)

TABLA 6 / TABLE 6 / TABLEAUX 6

Ángulo curva / Curve angle / Angle courbe	μBL = 0.15		μBL = 0.20		μBL = 0.30	
	Fr	Fs	Fr	Fs	Fr	Fs
15	1.04	0.27	1.05	0.27	1.08	0.27
30	1.06	0.53	1.11	0.55	1.17	0.57
45	1.13	0.87	1.17	0.88	1.27	0.90
60	1.17	1.13	1.23	1.15	1.37	1.23
90	1.27	1.80	1.37	1.85	1.60	2.00
180	1.60	4.00	1.85	4.40	2.57	5.23

Figura 55. Factores Fr, Fs y ángulo de curvatura – Tabla 6 de Catálogo AVE

Fuente: (AVE Chain & Conveyors Components, 2014)

La tensión para el tramo AD está definida por la ecuación 5.

$$T_{AD1} = T_{AC1} + L_{CD} * uBg * P_B \qquad (5)$$

Donde:

T_{AD1}: Tensión en el tramo AD de la zona curva inferior – [N]

L_{CD}: Longitud del tramo CD - [mm]

uBg: Coeficiente rozamiento entre la banda y la guía inferior – [adimensional]
Ver figura 56

P_B: Peso de la banda por unidad de longitud - [kgf/m] – Ver figura 50

$$T_{AD1} = 1.364\ \text{N} + 85\ \text{mm} * 0.2 * 2.43\frac{\text{kgf}}{\text{m}} = 1.769\ \text{N}$$

El peso del producto está definido por la ecuación 6.

$$P_p = \frac{P_{esp} * B}{t * L_p} \qquad (6)$$

Donde:

P_p: Peso del producto por unidad de longitud – [kgf/m]

P_{esp}: Peso Específico – [kgf/toallas]

B: Ancho de la banda – [mm]

t: Espesor del producto – [mm]

L_p: Largo del producto – [mm]

$$P_p = \frac{0.216\ \frac{\text{kgf}}{\text{toallas}} * 190.5\ \text{mm}}{73\ \text{mm} * 127\ \text{mm}} = 4.438\frac{\text{kgf}}{\text{m}}$$

Para el tramo AE se debe considerar el peso de la banda y del producto, se descarta esfuerzos por acumulación. La tensión para el tramo AE está definida por la ecuación 7.

$$T_{AE1} = T_{AD1} + L_{CD} * uBg * (P_B + P_p) \qquad (7)$$

Donde:

T_{AE1}: Tensión en el tramo AE de la zona curva inferior – [N]

T_{AD1}: Tensión en el tramo AD de la zona curva inferior – [N]

L_{CD}: Longitud del tramo CD - [mm]

uBr: Coeficiente rozamiento entre la banda y la guía superior – [adimensional]

P_B: Peso de la banda por unidad de longitud - [kgf/m] – Ver figura 50

P_p: Peso del producto por unidad de longitud [kgf/m] – Ec. 6

$$T_{AE1} = 1.769\ \text{N} + 85\ \text{mm} * 0.2 * \left(2.43\frac{\text{kgf}}{\text{m}} + 4.438\frac{\text{kgf}}{\text{m}}\right) = 2.914\ \text{N}$$

La tensión para el tramo AF está definido por la ecuación 8.

$$T_{AF1} = T_{AE1} * fr_1 + fs_1 * (P_B + P_p) * uBr * \frac{\pi * \alpha_1}{180} * \left(R_{I1} + \frac{B}{2}\right) \qquad (8)$$

Donde:

T_{AF1}: Tensión en el tramo AF de la zona curva inferior – [N]

T_{AE1}: Tensión en el tramo AE de la zona curva inferior – [N]

fr_1: Factor R – [adimensional] – Ver figura 55

fs_1: Factor S – [adimensional] – Ver figura 55

uBr: Coeficiente rozamiento entre la banda y la guía superior – [adimensional] Ver figura 56

P_B: Peso de la banda por unidad de longitud - [kgf/m] – Ver figura 50

P_p: Peso del producto por unidad de longitud [kgf/m] – Ec. 6

α_1: Ángulo de curvatura de la sección circular inferior – [°]

R_{I1}: Radio de curvatura de la sección circular – [mm]

B: Ancho de la banda – [mm]

$$T_{AF1} = 2.914\ \text{N} * 1.11 + 0.55 * \left(2.43\frac{\text{kgf}}{\text{m}} + 4.438\frac{\text{kgf}}{\text{m}}\right) * 0.2 * \frac{\pi * 33°}{180} * \left(475\ \text{mm} + \frac{190.5\ \text{mm}}{2}\right) = 5.668\ \text{N}$$

La tensión para el tramo AG está definido por la ecuación 9.

$$T_{AG1} = T_{AF1} + L_{AB} * uBr * (P_B + P_p) \qquad (9)$$

Donde:

T_{AG1}: Tensión en el tramo AG de la zona curva inferior [N]

T_{AF1}: Tensión en el tramo AF de la zona curva inferior [N]

L_{AB}: Longitud del tramo AB - [mm]

uBr: Coeficiente rozamiento entre la banda y la guía superior – [adimensional] Ver figura 56

P_B: Peso de la banda por unidad de longitud - [kgf/m] – Ver figura 50

P_p: Peso del producto por unidad de longitud [kgf/m] – Ec. 6

$$T_{AG1} = 5.668\ \text{N} + 95\ \text{mm} * 0.2 * \left(2.43\frac{\text{kgf}}{\text{m}} + 4.438\frac{\text{kgf}}{\text{m}}\right) = 6.95\ \text{N}$$

Por lo tanto, la tensión motriz para la zona circular inferior es:

$$T_{M1} = 6.95\ \text{N}$$

La velocidad de operación de la banda es un factor crítico que se debe considerar en el diseño de la misma ya que mientras más grande es la velocidad de operación el esfuerzo que debe resistir la banda es mayor. Los factores de corrección Fv y Fs, son factores de velocidad y seguridad correspondientemente. (ver figura 56 y 57)

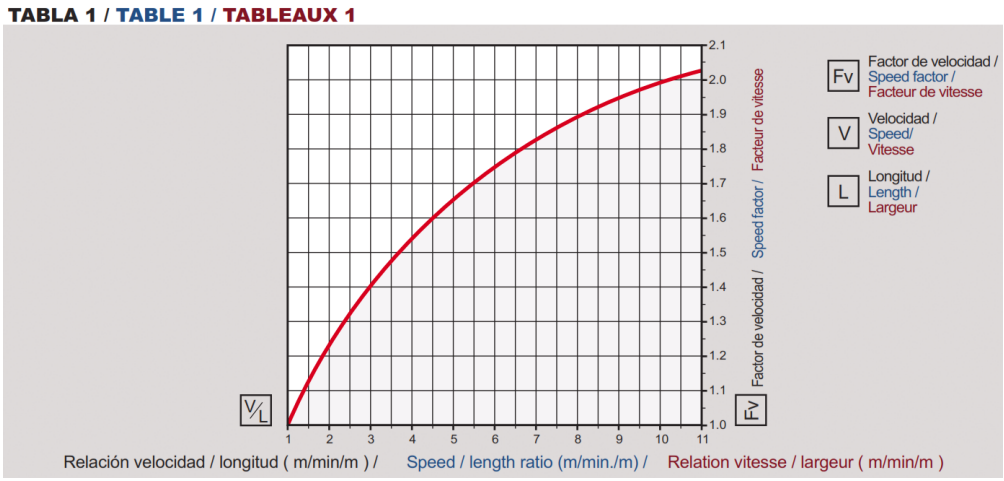


Figura 56. Factor de velocidad Fv – Tabla 1 de Catálogo AVE

Fuente: (AVE Chain & Conveyors Components, 2014)

TABLA 2 / TABLE 2 / TABLEAUX 2

Factor de servicio Fs / Operating factor Fs / Facteur de service F s	
Condiciones de arranque / Starting-up conditions / Conditions de démarrage	Fs
Arranques sin carga a menos de 6 metros por minuto. Start-ups without load at less than six meters per minute. Démarrages sans charge à moins de 6 mètres par minute.	1.0
Arranques infrecuentes (uno por hora) bajo carga a menos de 6 metros por minuto. Infrequent start-ups (one per hour) under a load at less than 6 meters per minute Démarrages non fréquents (un par heure) sous charge à moins de 6 mètres par minute.	1.2
Arranques frecuentes (más de uno por hora) bajo carga a menos de 6 metros por minuto. Frequent start-ups (more than one per hour) under a load at less than 6 meters per minute. Démarrages fréquents (plus d'un par heure) sous charge à moins de 6 mètres par minute.	1.3
Arranques infrecuentes (uno por hora) bajo carga a más de 6 metros por minuto. Infrequent start-ups (one per hour) under load at more than 6 meters per minute. Démarrages non fréquents (un par heure) sous charge à plus de 6 mètres par minute.	1.4
Arranques frecuentes (más de uno por hora) bajo carga a más de 6 metros por minuto. Frequent start-ups (more than one per hour) under load at more than 6 meters per minute. Démarrages fréquents (plus d'un par heure) sous charge à plus de 6 mètres par minute.	1.6

Figura 57. Factor de servicio Fs – Tabla 2 de Catálogo AVE

Fuente: (AVE Chain & Conveyors Components, 2014)

Para determinar el factor de velocidad Fv se debe conocer la longitud total efectiva de la banda transportadora, esto es, de la zona curva inferior, la zona recta inclinada y la zona curva superior. El radio medio para la zona curva inferior está definido por la ecuación 10.

$$R_{M1} = R_{I1} + \frac{B}{2} \tag{10}$$

Donde:

R_{M1}: Radio medio de la sección circular inferior – [mm]

R_{I1}: Radio de curvatura de la sección circular inferior – [mm]

B: Ancho de la banda – [mm]

$$R_{M1} = 475\ \text{mm} + \frac{190.5\ \text{mm}}{2} = 570.25\ \text{mm}$$

La longitud de arco efectiva correspondiente para la zona curva inferior está definido por la ecuación 11.

$$L_{E1} = \frac{2 * \pi * \alpha_1 * R_{M1}}{360} \tag{11}$$

Donde:

L_{E1}: Longitud de arco efectiva para la zona curva inferior – [mm]

R_{M1}: Radio medio de la sección circular inferior – [mm]

α_1: Ángulo de curvatura de la sección circular inferior – [°]

$$L_{E1} = \frac{2 * \pi * 33° * 570.25 \text{ mm}}{360°} = 328.44 \text{ mm}$$

La longitud total para la zona curva inferior está definida por la ecuación 12.

$$L_{T1} = L_{AB} + L_{E1} + L_{CD} \quad (12)$$

Donde:

L_{T1}: Longitud total de la zona circular inferior - [mm]

L_{E1}: Longitud de arco efectiva para la zona curva inferior – [mm]

L_{AB}: Longitud del tramo AB - [mm]

L_{CD}: Longitud del tramo CD - [mm]

$$L_{T1} = 95 \text{ mm} + 328.44 \text{ mm} + 85 \text{ mm} = 508.44 \text{ mm}$$

La longitud total para la zona inclinada es L_{T2} = 1010 mm. Para calcular la longitud total de la zona circular superior se utiliza las ecuaciones 10, 11 y 12 con sus valores correspondientes de radio de curvatura y longitud de tramos.

$$R_{M2} = R_{I2} + \frac{B}{2} \quad (10)$$

$$R_{M2} = 419 \text{ mm} + \frac{190.5 \text{ mm}}{2} = 514.25 \text{ mm}$$

$$L_{E2} = \frac{2 * \pi * \alpha_2 * R_{M2}}{360} \quad (11)$$

$$L_{E2} = \frac{2 * \pi * 123° * 514.25 \text{ mm}}{360°} = 1104 \text{ mm}$$

$$L_{T3} = L_{AB} + L_{E2} + L_{CD} \quad (12)$$

$$L_{T3} = 55\ \text{mm} + 1104\ \text{mm} + 100\ \text{mm} = 1259\ \text{mm}$$

La longitud total de la banda es la suma de las longitudes totales parciales.

$$L_{T3} = L_{T1} + L_{T2} + L_{T3}$$

$$L_T = 508.44\ \text{mm} + 1010\ \text{mm} + 1259\ \text{mm} = 2.78\ \text{m}$$

La relación velocidad y longitud total es:

$$\frac{V}{L_T} = \frac{4.82\ \frac{\text{m}}{\text{min}}}{2.78\ \text{m}} = 1.74$$

Con este valor se determina el factor de velocidad Fv (ver figura 56). El factor de velocidad es Fv = 1.16. El factor de seguridad es Fs = 1.2 (ver figura 57) porque se estima que los arranques son muy infrecuentes, una vez al día y a bajas velocidades.

La tensión total para la zona circular inferior está definida por la ecuación 13.

$$T_{T1} = T_{M1} * Fv * Fs \quad (13)$$

Donde:

T_{T1}: Tensión total para la zona circular inferior – [N]

T_{M1}: Tensión motriz para la zona circular inferior – [N]

Fv: Factor de velocidad – [adimensional]

Fs: Factor de seguridad – [adimensional]

$$T_{T1} = 6.95\ \text{N} * 1.16 * 1.2 = 9.67\ \text{N}$$

4.1.2 Análisis de la zona elevada (T_{M2})

Para la zona elevada se debe considerar la condición de funcionamiento más crítica, donde el producto acumulado existe en al menos el 80% de su superficie (ver figura 58). La acumulación en el 80% de la sección elevada responde a las mismas razones del caso anterior. El peso del producto acumulado corresponde a 10 paquetes de toallas higiénicas y la distancia a elevar el producto son 110 mm. El coeficiente de fricción entre el producto y la banda se obtiene de la figura 59. (ver figura 59)

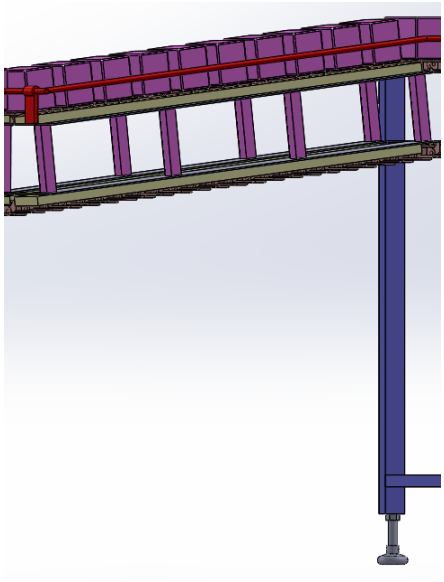


Figura 58. Zona elevada

TABLA 5 / TABLE 5 / TABLEAUX 5

μPB: coeficiente de fricción entre banda y producto
Friction coefficient between belt and product
Coefficient de friction du t apis et du produit

Mat. Banda / Belt mat. / Mat.Tapis — Mat.Guías / Guides material / Mat. Rails	PP		ACETAL / ACETAL / ACÉTAL		KEVLAR®	
	Con lubricación / With lubrication / Avec lubrification	Seco / Dry / Sec	Con lubricación / With lubrication / Avec lubrification	Seco / Dry / Sec	Con lubricación / With lubrication / Avec lubrification	Seco / Dry / Sec
Vidrio / Glass / Verre	0.17	0.19	0.13	0.14	0.09	0.10
Acero / Steel / Acier	0.30	0.32	0.19	0.20	0.15	0.16
Plástico / Plastic / Plastique	0.15	0.17	0.13	0.16	0.09	0.12
Aluminio / Aluminium / Aluminium	0.40	0.40	0.27	0.33	0.23	0.29
Cartón / Cardboard / Carton	*	0.22	*	0.20	*	0.16

Figura 59. Coeficiente de fricción banda/producto – Tabla 5 de Catálogo AVE
Fuente: (AVE Chain & Conveyors Components, 2014)

La tensión motriz para la zona inclinada está definida por la ecuación 14.

$$T_{M2} = (P_B + P_p) * L_{T2} * uBr + P_B * L_{T2} * uBg + (uBr + uBp) * 0.8 * L_{T2} * 10 * P_p - 0.8 * L_{T2} * P_p * uBr + (P_B + P_p) * H \quad (14)$$

Donde:

L_{T2}: Longitud total de la zona inclinada – [mm]

uBr: Coeficiente de rozamiento entre la banda y la guía superior – [adimensional] Ver figura 54

uBg: Coeficiente de rozamiento entre la banda y la guía inferior – [adimensional] Ver figura 54

uBp: Coeficiente de rozamiento entre la banda y el producto – [adimensional] Ver figura 59

P_B: Peso de la banda por unidad de longitud - [kgf/m] – Ver figura 50

P_p: Peso del producto por unidad de longitud [kgf/m] – Ec. 6

H: Elevación de la banda [mm]

$$T_{M2} = \left(2.43\frac{kgf}{m} + 4.438\frac{kgf}{m}\right) * 1010\ mm * 0.2 + 2.43\frac{kgf}{m} * 1010\ mm * 0.2 + (0.2 + 0.16) * 0.8 * 1010\ mm * 10 * 4.438\frac{kgf}{m} - 0.8 * 1010\ mm * 4.438\frac{kgf}{m} * 0.2 + \left(2.43\frac{kgf}{m} + 4.438\frac{kgf}{m}\right) * 110\ mm = 145.4\ N$$

La tensión total para la zona inclinada está definida por la ecuación 13.

$$T_{T2} = T_{M2} * Fv * Fs \quad (13)$$

$$T_{T2} = 145.4\ N * 1.16 * 1.2 = 202.4\ N$$

4.1.3 Análisis de la zona circular superior (T_{M3})

Para la zona circular superior se debe considerar la condición de funcionamiento más crítica, donde el producto acumulado existe en 100% de su superficie (ver figura 60). El peso del producto acumulado corresponde a 15 paquetes de toallas higiénicas y un ángulo de curvatura de 123°.

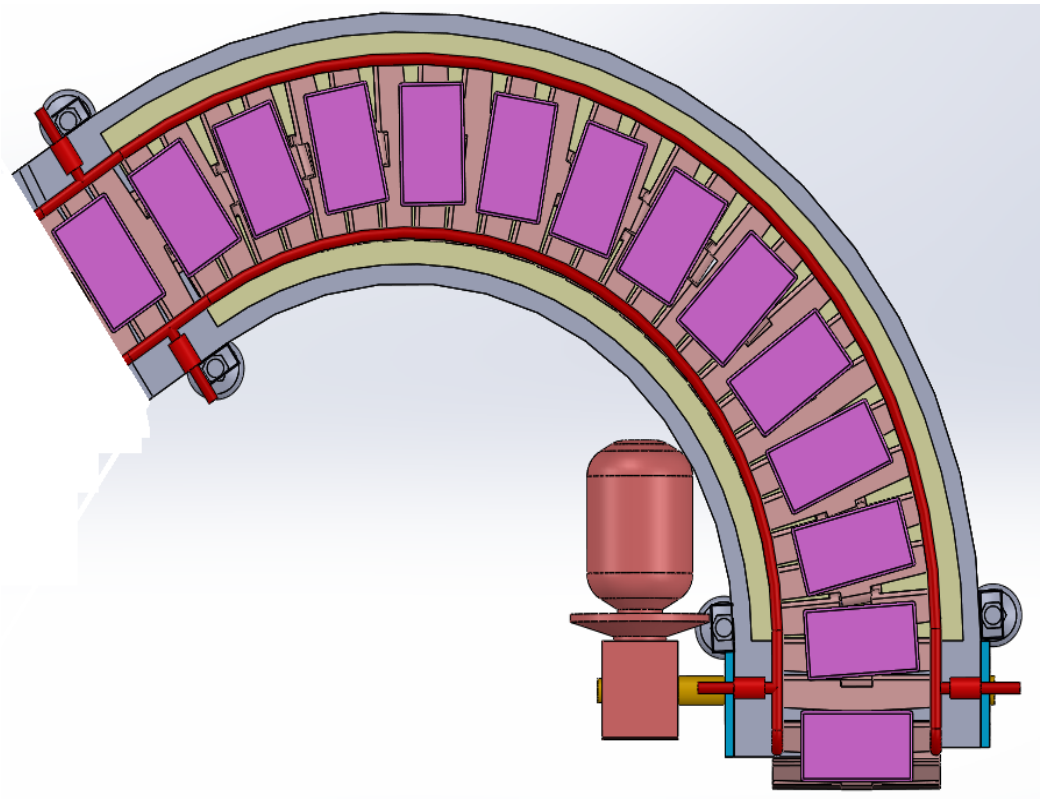


Figura 60. Zona curva superior

El proceso de análisis de fuerzas se hace de la misma forma que la zona curva inferior, segmentando por tramos a la banda, hasta el tramo AD el análisis es prácticamente el mismo y se usarán las ecuaciones 3, 4 y 5.

$$T_{AB2} = L_{AB2} * uBg * P_B \tag{3}$$

$$T_{AB2} = 55\ \text{mm} * 0.2 * 2.43\frac{\text{kgf}}{\text{m}} = 0.262\ \text{N}$$

Los factores Fr y Fs se obtienen de la figura 55 para un valor de $\alpha = 123°$.

$$T_{AC2} = T_{AB2} * fr_2 + fs_2 * P_B * uBg * \frac{\pi * \alpha_2}{180} * \left(R_{I2} + \frac{B}{2}\right) \quad (4)$$

$$T_{AC2} = 0.262\ N * 1.53 + 2.7 * 2.43 \frac{kgf}{m} * 0.2 * \frac{\pi * 123°}{180} * \left(419\ mm + \frac{190.5\ mm}{2}\right)$$

$$T_{AC2} = 14.6\ N$$

$$T_{AD2} = T_{AC2} + L_{CD} * uBg * P_B \quad (5)$$

$$T_{AD2} = 14.6\ N + 100\ mm * 0.2 * 2.43 \frac{kgf}{m} = 15.08\ N$$

Para el tramo AE, AF y AG de la zona curva superior se considera que el producto acumulado se encuentra en el 100% de su superficie por lo que se precisa reajustar las ecuaciones 7, 8 y 9. La tensión para el tramo AE de la zona curva superior está definida por la ecuación 15.

$$T_{AE2} = T_{AD2} + L_{CD2} * uBr * (P_B + 2 * P_p) + L_{CD2} * 2 * P_p * uBp \quad (15)$$

Donde:

T_{AE2}: Tensión en el tramo AE de la zona curva superior – [N]

T_{AD2}: Tensión en el tramo AD de la zona curva superior – [N]

L_{CD2}: Longitud del tramo CD - [mm]

uBr: Coeficiente rozamiento entre la banda y la guía superior – [adimensional] Ver figura 54

uBp: Coeficiente rozamiento entre la banda y el producto – [adimensional] Ver figura 59

P_B: Peso de la banda por unidad de longitud - [kgf/m] – Ver figura 50

P_p: Peso del producto por unidad de longitud [kgf/m] – Ec. 6

$$T_{AE2} = 15.08\ N + 100\ mm * 0.2 * \left(2.43 \frac{kgf}{m} + 2 * 4.438 \frac{kgf}{m}\right) + 100\ mm * 2 * 4.438 \frac{kgf}{m} * 0.16 = 18.69\ N$$

La tensión para el tramo AF de la zona curva superior está definida por la ecuación 16.

$$T_{AF2} = T_{AE2} * fr_2 + fs_2 * (P_B + 15 * P_p) * uBr * \frac{\pi * \alpha_2}{180} * \left(R_{I2} + \frac{B}{2}\right) + fs_3 \quad (16)$$
$$* 15 * P_p * uBp * \frac{\pi * \alpha_2}{180} * \left(R_{I2} + \frac{B}{2}\right)$$

Donde:

T_{AF2}: Tensión en el tramo AF de la zona curva superior – [N]

T_{AE2}: Tensión en el tramo AE de la zona curva superior – [N]

fr_2: Factor R – [adimensional] – Ver figura 55

fs_2: Factor S – [adimensional] – Ver figura 55

uBr: Coeficiente rozamiento entre la banda y la guía superior – [adimensional] Ver figura 54

uBp: Coeficiente rozamiento entre la banda y el producto – [adimensional] Ver figura 59

P_B: Peso de la banda por unidad de longitud - [kgf/m] – Ver figura 50

P_p: Peso del producto por unidad de longitud [kgf/m] – Ec. 6

α_2: Ángulo de curvatura de la sección circular superior - [°]

R_{I2}: Radio de curvatura de la sección circular superior - [mm]

B: Ancho de la banda - [mm]

$$T_{AF2} = 18.69\ \text{N} * 1.53 + 2.7 * \left(2.43\frac{\text{kgf}}{\text{m}} + 15 * 4.438\frac{\text{kgf}}{\text{m}}\right) * 0.2 * \frac{\pi * 123°}{180}$$
$$* \left(419\ \text{mm} + \frac{190.5\ \text{mm}}{2}\right) + 2.7 * 15 * 4.438\frac{\text{kgf}}{\text{m}} * 0.2 * \frac{\pi * 123°}{180}$$
$$* \left(419\ \text{mm} + \frac{190.5\ \text{mm}}{2}\right) = 743.39\ \text{N}$$

La tensión para el tramo AF de la zona curva superior está definida por la ecuación 17.

$$T_{AG2} = T_{AF2} + L_{AB2} * uBr * (P_B + 2 * P_p) + L_{AB2} * 2 * P_p * uBp \quad (17)$$

Donde:

T_{AG2}: Tensión en el tramo AG de la zona curva inferior - [N]

T_{AF2}: Tensión en el tramo AF de la zona curva inferior - [N]

L_{AB2}: Longitud del tramo AB - [mm]

uBr: Coeficiente rozamiento entre la banda y la guía superior – [adimensional] Ver figura 54

uBp: Coeficiente rozamiento entre la banda y el producto – [adimensional] Ver figura 59

P_B: Peso de la banda por unidad de longitud - [kgf/m] – Ver figura 50

P_p: Peso del producto por unidad de longitud [kgf/m] – Ec. 6

$$T_{AG2} = 743.39\ N + 55\ mm * 0.2 * \left(2.43\frac{kgf}{m} + 2 * 4.438\frac{kgf}{m}\right) + 55\ mm * 2 * 4.438\frac{kgf}{m} * 0.16 = 745.37\ N$$

Por lo tanto, la tensión motriz para la zona circular superior es:

$$T_{M3} = 745.37\ N$$

La tensión total para la zona circular superior está definida por la ecuación 13.

$$T_{T3} = T_{M3} * Fv * Fs \quad (13)$$

$$T_{T3} = 745.37\ N * 1.16 * 1.2 = 1037.56\ N$$

La tensión total de la banda, que se la conoce con el nombre de tensión efectiva (Te) es la sumatoria de las tensiones en la zona curva inferior (T_{T1}), zona elevada (T_{T2}) y zona curva superior (T_{T3}). La tensión efectiva está definida por la ecuación 18.

$$T_e = T_{T1} + T_{T2} + T_{T3} \quad (18)$$

Donde:

T_e: Tensión efectiva de la banda transportadora [N]

T_{T1}: Tensión total de la zona curva inferior [N]

T_{T2}: Tensión total de la zona inclinada [N]

T_{T3}: Tensión total de la zona curva superior [N]

$$T_e = 9.67\ N + 202.4\ N + 1037.56\ N = 1249.63\ N$$

La tensión admisible de la banda (ver figura 50) debe ser mayor a la tensión efectiva (Ec. 18) para que el diseño se considere seguro. La tensión admisible debe corregirse con el factor de temperatura de la figura 61.

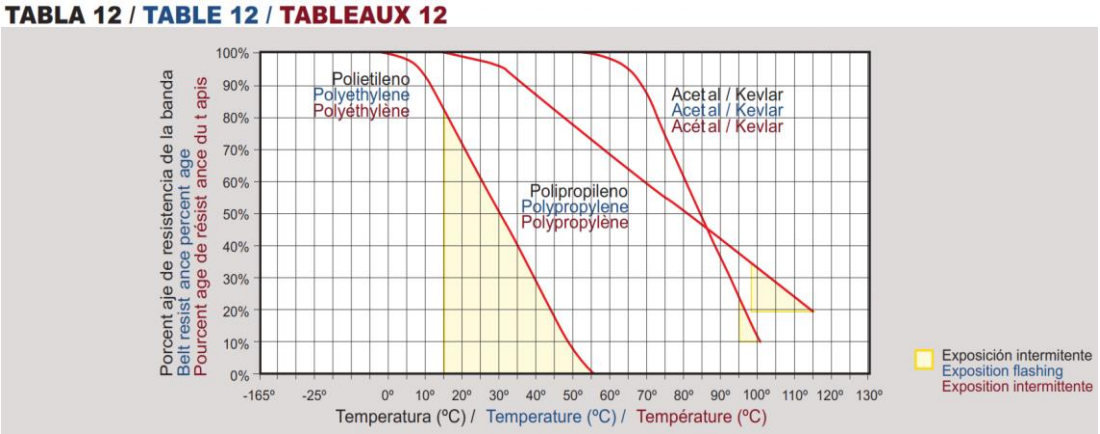


Figura 61. Factor de temperatura – Tabla 12 de Catálogo AVE

Fuente: (AVE Chain & Conveyors Components, 2014)

La temperatura de operación está entre 10 y 30 grados Celsius como límites máximos para una banda de Acetal o POM, por lo que, según la figura 61, no existe pérdidas de resistencia por temperatura. El factor de seguridad para la banda transportadora está definido por la ecuación 19.

$$Fs_B = \frac{T_{adm}}{T_e} \quad (19)$$

Donde:

Fs_B: Factor de seguridad de la banda – [adimensional]

T_{adm}: Tensión admisible de la banda – [N]

T_e: Tensión efectiva de la banda transportadora – [N]

$$Fs_B = \frac{3910\ N}{1249.63\ N} = 3.1$$

4.1.4 Análisis geométrico de la banda

El análisis geométrico de la banda consiste en determinar la longitud necesaria de la banda y verificar que las expansiones térmicas de la banda por efectos del calor no sean significativas. La longitud teórica de la banda está definida por la ecuación 20.

$$L_B = 2 * L_T + Dp * \pi \quad (20)$$

Donde:

L_B: Longitud teórica de la banda – [mm]

L_T: Longitud total de la banda – [mm]

Dp: Diámetro primitivo de la rueda dentada – [mm]

$$L_B = 2 * 2.78\ m + 147.21\ mm * \pi = 6.02\ m$$

El incremento por la catenaria de la banda está definido por la ecuación 21.

$$\Delta c = \frac{2.66 * Hc^2}{Lc} \quad (21)$$

Donde:

Δc: Incremento de la catenaria – [mm]

Hc: Altura de la catenaria – [mm]

Lc: Longitud de la catenaria – [mm]

$$\Delta c = \frac{2.66 * (25\ mm)^2}{150\ mm} = 11.08\ mm$$

El incremento por la longitud de la banda está definido por la ecuación 22. El coeficiente de expansión térmico se lo obtiene de la figura 62.

$$\Delta L = (L_B + \Delta c) * (T2 - T1) * e \qquad (22)$$

Donde:

ΔL: Incremento de longitud de la banda – [mm]

L_B: Longitud teórica de la banda – [mm]

Δc: Incremento de la catenaria – [mm]

T2: Temperatura máxima de trabajo – [°C]

T1: Temperatura ambiente – [°C]

e: Coeficiente de expansión térmico – [mm/m/°C] – ver figura 62

$$\Delta L = (6.02\ m + 11.08\ mm) * (30 - 20)°C * 0.09 \frac{mm/m}{°C} = 3.26\ mm$$

TABLA 11 / TABLE 11 / TABLEAUX 11

Coeficiente de exp ansión térmica "e" / Heat exp ansion coefficient "e" / Coefficient d'exp ansion thermique "e"			
	Material / Material / Matériau	mm/m/ºC	en/ft/ºF
Bandas / Belts / Tapis	Acetal / Acetal / Acétal	0.09	0.0006
	kevlar®	0.09	0.0006
	Polietileno / Polyethylene / Polyéthylène	0.23	0.0015
	Polipropileno (Menos de 38ºc) / Polypropylene (Less than 38ºC) Polypropylène (moins de 38ºC)	0.12	0.0008
	Polipropileno (Más de 38ºc) / Polypropylene (Plus than 38ºC) / Polypropylène (plus de 38ºC)	0.15	0.0010
Guías de desgaste / Wear guide rails / Rails d'usure	Nylon	0.07	0.0005
	Materiales resistentes a las llamas / Flame resistant materials Matériau résistance aux flammes	0.12	0.0008
	U.H.M.W.PE (De –73ºC a 30ºC)	0.14	0.0009
Metales / Metals / Métaux	U.H.M.W.PE (De 30ºC a 99ºC)	0.18	0.0012
	Nilatron / Nilatron / Nylatron	0.06	0.0004
	Teflón / Teflon / Téflon	0.12	0.0008
	Aluminio / Aluminium / Aluminium	0.02	0.00014
	Acero al carbono / Carbon Steel / Acier au carbone	0.01	0.00007
	Acero inoxidable / Stainless Steel / Acier inoxydable	0.01	0.00007

Figura 62. Coeficiente de expansión térmica – Tabla 11 de Catálogo AVE
Fuente: (AVE Chain & Conveyors Components, 2014)

La longitud requerida de la banda está definida por la ecuación 23.

$$L_R = L_B + \Delta c + \Delta L \quad (23)$$

Donde:

L_R: Longitud requerida de la banda – [mm]

L_B: Longitud teórica de la banda – [mm]

ΔL: Incremento de longitud de la banda – [mm]

Δc: Incremento de la catenaria – [mm]

$$L_R = 6.02\ \text{m} + 11.08\ \text{mm} + 3.26\ \text{mm} = 6.032\ \text{m}$$

La variación térmica del ancho de la banda está definida por la ecuación 24.

$$\Delta k = B * (T2 - T1) * e \quad (24)$$

Donde:

Δk: Variación térmica del ancho de la banda – [mm]

B: Ancho de la banda – [mm]

T2: Temperatura máxima de trabajo – [°C]

T1: Temperatura ambiente – [°C]

e: Coeficiente de expansión térmico – [mm/m/°C] – ver figura 64

$$\Delta L = 190.5\ \text{mm} * (30 - 20)°\text{C} * 0.09 \frac{\frac{\text{mm}}{\text{m}}}{°\text{C}} = 0.17\ \text{mm}$$

Para el modelo de banda modular UP 882T K ½ se verifica que la expansión térmica no es significativa y que la longitud total necesaria es de 6.032 m.

4.1.5 Análisis de potencia requerida de la banda

La potencia suministrada al sistema debe ser suficiente para vencer los esfuerzos producto de la tensión efectiva. La potencia en banda está definida por la ecuación 25.

$$P_{Banda} = Te * V \quad (25)$$

Donde:

P_{Banda}: Potencia mínima requerida por la banda – [hp]

T_e: Tensión efectiva de la banda transportadora [N] – Ec. 18

V: Velocidad en Banda - [m/min] – Ec. 1

$$P_{Banda} = 1249.63\ \text{N} * 4.82 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 0.135\ \text{hp}$$

La potencia teórica considera la potencia adicional necesaria para vencer los esfuerzos secundarios del sistema, está definida por la ecuación 26.

$$P_{Teórica} = P_{Banda} + 0.16 * V * L_T \quad (26)$$

Donde:

$P_{Teórica}$: Potencia teórica de la banda – [hp]

P_{Banda}: Potencia mínima requerida por la banda – [hp] – Ec. 25

V: Velocidad en Banda – [m/min] – Ec. 1

L_T: Longitud total de la banda – [m]

$$P_{Teórica} = 0.135\ \text{hp} + 0.16 * 4.82 \frac{\text{m}}{\text{min}} * 2.78\ \text{m} = 0.161\ \text{hp}$$

La potencia neta considera la potencia perdida por el tipo de rodamiento utilizado, inercias de los ejes y ruedas motrices, etc. La potencia perdida se puede estimar en base a la figura 65, La potencia neta está definida por la ecuación 27.

$$P_{Neta} = \frac{P_{Teórica}}{1 - P_p} \quad (27)$$

Donde:

P_{Neta}: Potencia neta – [hp]

$P_{Teórica}$: Potencia teórica de la banda – [hp] – Ec. 25

P_p: Potencia perdida – [hp] – ver figura 65

$$P_{Neta} = \frac{0.161\ hp}{1 - 0.01} = 0.163\ hp$$

La eficiencia del motor y el rendimiento del reductor producen una caída de la potencia del sistema, por tal motivo, se requiere un excedente de potencia que compense la caída de potencia del sistema, lo cual se calcula con la potencia requerida que está definida por la ecuación 28.

$$P_R = \frac{P_{Neta}}{\eta * \varepsilon} \tag{28}$$

Donde:

P_R: Potencia requerida – [hp]

P_{Neta}: Potencia neta – [hp] – Ec. 25

η: Eficiencia del motor – [%]

ε: Rendimiento del reductor – [%]

$$P_R = \frac{0.163\ hp}{66\% * 60\%} = 0.412\ hp$$

La potencia que debe suministrar el motor debe ser mayor o igual que la potencia requerida. En el mercado ecuatoriano Maquinaria Henríquez CA es proveedor de productos Siemens en Ecuador, La preselección del motor se hace del catálogo de Siemens, se elige el motor 1LA7 070 4YA60. (ver figura 63)

Velocidad 1800 rpm, 4 polos, 60 Hz

Código	Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia HP	Potencia kW	F.S.	In 220V A	In 440V A	Eficiencia η %	Factor de potencia Cos ϕ	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m²	Peso kg
25000001108	1LA7 070-4YC60	71M	0,4	0,30	1,05	1,60	0,80	66	0,77	1640	1,74	1,8	2,8	0,0006	4,7
25000001109	1LA7 070-4YA60	71M	0,5	0,37	1,15	1,90	0,95	66	0,81	1590	2,24	1,3	2,7	0,0006	5,5
25000001110	1LA7 071-4YA60	71M	0,6	0,45	1,05	2,20	1,10	69	0,76	1680	2,54	1,8	3,4	0,0008	6
25000001111	1LA7 073-4YA60	71M	0,75	0,56	1,15	2,90	1,45	65	0,79	1650	3,24	1,9	3,7	0,0008	6
25000001113	1LA7 080-4YA60	80M	1	0,75	1,15	3,50	1,75	69,2	0,87	1660	4,29	1,9	3,7	0,0015	8,1
25000001114	1LA7 081-4YA60	80M	1,2	0,90	1,05	4,00	2,00	70	0,85	1675	5,10	2,2	3,7	0,0018	9,3
25000001115	1LA7 083-4YA60	80M	1,5	1,12	1,15	5,00	2,50	72	0,89	1650	6,48	1,8	3	0,0018	9,3
25000001117	1LA7 090-4YA60	90S/L	2	1,49	1,15	7,00	3,50	77	0,80	1700	8,38	2,2	4,4	0,0028	12,1
25000001118	1LA7 094-4YA60	90S/L	2,4	1,79	1,05	7,40	3,70	77	0,86	1690	10,12	2	4,5	0,0035	14,9
25000001119	1LA7 096-4YA60	90S/L	3	2,24	1,15	9,60	4,80	79	0,83	1708	12,51	1,8	3,6	0,0035	14,9
25000001120	1LA7 111-4YA60	1 12M	4	2,98	1,15	13,00	6,50	76,3	0,79	1750	16,28	2,2	5,6	0,0048	27,1
25000001121	1LA7 112-4YA60	1 12M	5	3,73	1,15	15,80	7,90	80,5	0,78	1740	20,47	2,3	6,5	0,0058	28,7
25000001122	1LA7 113-4YA60	112M	6,6	4,92	1,05	19,60	9,80	78	0,83	1740	27,02	2	6	0,011	31
25000001123	1LA7 114-4YA60	1 12M	7,5	5,60	1,15	23,20	11,60	80	0,79	1740	30,71	2,2	5,6	0,011	32,7
25000001124	1LA7 131-4YA70	132S/M	10	7,46	1,15	28,80	14,40	81	0,84	1750	40,71	2,3	6	0,018	46,5
25000001125	1LA7 133-4YA70	132S/M	12	8,95	1,05	34	17,00	81,2	0,83	1750	48,85	2,5	6,6	0,024	49
25000001126	1LA7 134-4YA70	132S/M	15	11,19	1,15	43	21,50	82,5	0,84	1750	61,06	1,8	5	0,024	62
25000001127	1LA5 164-4YB70	160 M/L	20	14,92	1,15	53	26,50	85	0,85	1760	80,95	1,8	6,3	0,04	77,5
25000001128	1LA5 167-4YC70	160 M/L	25	18,65	1,15	64	32,00	89	0,87	1755	101,48	1,8	5,4	0,052	85,5
25000001129	1LA4 183-4YA80	180M	30	22,38	1,05	78	39,00	90,7	0,83	1755	121,77	2	4,9	0,13	170
25000001130	1LA4 186-4YA80	180L	36	26,86	1,05	93	46,50	91,3	0,83	1760	145,71	2,8	6,8	0,15	190
25000001131	1LA4 187-4YA80	180L	40	29,84	1,05	104	52,00	91,3	0,83	1750	162,83	2	5,6	0,15	190
25000001132	1LA4 207-4YC80	200L	50	37,30	1,15	126	63,00	91,3	0,84	1760	202,38	2,7	6,8	0,24	250
25000001133	1LA6 220-4YA80	225S	60	44,76	1,15	148	74,00	96,2	0,86	1765	242,17	2,7	6,6	0,44	314
25000001134	1LA6 224-4YC80	225M	75	55,95	1,15	188	94,00	92,7	0,86	1780	300,16	2	5,1	0,52	321
26697[1)]	1LG4 253-4AA60	250M	100	75,00	1,00		120,00	93,3	0,85	1780	355	2,5	6,3	0,69	390
26698[1)]	1LG4 280-4AA60	280S	125	93,00	1,00		145,00	94,2	0,85	1785	482	2,5	7,4	1,29	520
26699[1)]	1LG4 283-4AA60	280M	150	111,90	1,00		177,50	94,6	0,86	1785	579	2,5	7,4	1,47	565
26700[1)3)]	1LG4 310-4AA60	315S	200	150	1,00		240,00	94,5	0,84	1783	707	2,6	6,5	2	700
26701[1)3)]	1LG4 313-4AA60	315M	225	168	1,00		265,20	94,8	0,85	1783	848	2,8	6,9	2,46	775
26702[1)3)]	1LG4 316-4AA90-Z	315L	275	205	1,10		323,10	95,4	0,86	1783	1.028	2,8	6,9	3,01	955
26703[1)3)]	1LG4 317-4AA90-Z	315L	350	261	1,10		409,50	95,7	0,88	1785	1.285	2,8	7	3,91	1050

1) *Para tensión de servicio a 220V, favor consultar.*
2) *Motores de fabricación bajo pedido.*
3) *Consultar tiempo de entrega.*

Figura 63. Catálogo de motores Siemens

Fuente: (Siemens, 2012)

Para la preselección del reductor se debe tener en cuenta que sea compatible con la serie 1LA7 que trabaje a 60Hz y que el tamaño IEC corresponda a 71M, en el catálogo de reductores Siemens ¨MOTOX¨ se encuentra los principales reductores compatibles. (ver figura 64). Se selecciona un reductor sin fin corona con índice de reducción 100 correspondiente al modelo 2KJ1702 CE13 L1.

Datos para selección y pedidos (continuación)

Potencia P_{motor} kW	Velocidad de salida n_2 (50 Hz) min^{-1}	n_2 (60 Hz) min^{-1}	Par de salida T_2 Nm	Factor de servicio f_S	Índice de reducción i_{tot}	Rendimiento η	Referencia	Código (n.° polos)	Peso *) kg
0,25 (50 Hz)	**SC.36-LAI71S4**								
0,30 (60 Hz)	**34**	**41**	48	0,89	40	0,68	**2KJ1700 - ■CD13 - ■■G1**		8
	45	**54**	38	1,1	30	0,71	**2KJ1700 - ■CD13 - ■■F1**		8
	54	**65**	33	1,3	25	0,74	**2KJ1700 - ■CD13 - ■■E1**		8
	68	**82**	29	1,4	20	0,82	**2KJ1700 - ■CD13 - ■■D1**		8
	90	**108**	22	1,8	15	0,84	**2KJ1700 - ■CD13 - ■■C1**		8
	135	**162**	16	2,6	10	0,88	**2KJ1700 - ■CD13 - ■■B1**		8
	193	**232**	11	3,6	7	0,91	**2KJ1700 - ■CD13 - ■■A1**		8
0,37 (50 Hz)	**SC.63-LAI80S6**								
0,44 (60 Hz)	**11,5**	**13,8**	187	0,89	80	0,61	**2KJ1702 - ■DB13 - ■■K1**	**P01**	16
	SC.63-LAI71M4								
	13,7	**16,4**	139	0,95	100	0,54	**2KJ1702 - ■CE13 - ■■L1**		12
	17,1	**21**	126	1,3	80	0,61	**2KJ1702 - ■CE13 - ■■K1**		12
	23	**28**	102	1,6	60	0,66	**2KJ1702 - ■CE13 - ■■J1**		12
	27	**32**	88	1,8	50	0,68	**2KJ1702 - ■CE13 - ■■H1**		12
	34	**41**	73	2,2	40	0,71	**2KJ1702 - ■CE13 - ■■G1**		12
	46	**55**	57	2,7	30	0,74	**2KJ1702 - ■CE13 - ■■F1**		12
	SC.50-LAI71M4								
	23	**28**	91	0,85	60	0,59	**2KJ1701 - ■CE13 - ■■J1**		10
	27	**32**	80	0,94	50	0,62	**2KJ1701 - ■CE13 - ■■H1**		10
	34	**41**	67	1,1	40	0,65	**2KJ1701 - ■CE13 - ■■G1**		10
	46	**55**	53	1,4	30	0,69	**2KJ1701 - ■CE13 - ■■F1**		10
	55	**66**	46	1,6	25	0,71	**2KJ1701 - ■CE13 - ■■E1**		10
	68	**82**	41	1,8	20	0,79	**2KJ1701 - ■CE13 - ■■D1**		10
	91	**109**	32	2,3	15	0,82	**2KJ1701 - ■CE13 - ■■C1**		10
	137	**164**	22	3,2	10	0,87	**2KJ1701 - ■CE13 - ■■B1**		10
	196	**235**	16	4,3	7	0,91	**2KJ1701 - ■CE13 - ■■A1**		10
	SC.36-LAI71M4								
	55	**66**	48	0,86	25	0,74	**2KJ1700 - ■CE13 - ■■E1**		8
	68	**82**	42	0,97	20	0,82	**2KJ1700 - ■CE13 - ■■D1**		8
	91	**109**	32	1,3	15	0,84	**2KJ1700 - ■CE13 - ■■C1**		8
	137	**164**	23	1,8	10	0,88	**2KJ1700 - ■CE13 - ■■B1**		8
	196	**235**	16	2,4	7	0,91	**2KJ1700 - ■CE13 - ■■A1**		8

Figura 64. Catálogo de reductores MOTOX de Siemens

Fuente: (Siemens, 2012)

Se debe verificar que la velocidad lineal a la salida del reductor sea igual o mayor a la velocidad en banda (Ec. 1). El índice de reducción está definido por la ecuación 29.

$$i = \frac{n_1}{n_2} \tag{29}$$

Donde:

i: Índice de reducción – [adimensional]

n_1: Velocidad angular de entrada – [rpm] – ver figura 63

n_2: Velocidad angular de salida – [rpm]

$$n_2 = \frac{1590 \text{ rpm}}{100} = 15.9 \text{ rpm}$$

La velocidad lineal a la salida del reductor está determinada por la ecuación 30.

$$V_{R1} = n_2 * \frac{Dp}{2} \tag{30}$$

Donde:

V_{R1}: Velocidad lineal a la salida del reductor – [m/min]

n_2: Velocidad angular de salida – [rpm]

Dp: Diámetro primitivo de la rueda dentada – [mm]

$$V_{R1} = 15.9 \text{ rpm} * \frac{147.21 \text{ mm}}{2} = 7.35 \text{m/min}$$

Como se puede apreciar la velocidad lineal a la salida del reductor es mayor a la velocidad en banda mínima requerida, sin embargo, es preciso recalcular los valores de la tensión total en la banda (Te) en base a las tensiones individuales para cada tramo. El aumento de la velocidad lineal de la banda aumenta el factor de velocidad, producto de esto la tensión efectiva de la banda aumenta. La relación velocidad y longitud total es:

$$\frac{V_{R1}}{L_T} = \frac{7.35 \frac{\text{m}}{\text{min}}}{2.78 \text{ m}} = 2.64$$

Con este valor se determinar el factor de velocidad Fv = 1.34 (ver Figura 56). La tensión total para la zona circular inferior, zona inclinada y zona circular superior está definida por la ecuación 13.

$$T_{T1} = T_{M1} * Fv * Fs \tag{13}$$

$$T_{T1} = 6.95 \text{ N} * 1.34 * 1.2 = 11.18 \text{ N}$$

$$T_{T2} = T_{M2} * Fv * Fs \quad (13)$$
$$T_{T2} = 145.4\ N * 1.34 * 1.2 = 233.81\ N$$

$$T_{T3} = T_{M3} * Fv * Fs \quad (13)$$
$$T_{T3} = 745.37\ N * 1.34 * 1.2 = 1198.55\ N$$

La tensión efectiva está definida por la ecuación 18.

$$T_e = T_{T1} + T_{T2} + T_{T3} \quad (18)$$
$$T_e = 11.18\ N + 233.81\ N + 1198.55\ N = 1443.54\ N$$

El nuevo factor de seguridad está definido por la ecuación 19.

$$Fs_B = \frac{T_{adm}}{T_e} \quad (19)$$
$$Fs_B = \frac{3910\ N}{1443.54\ N} = 2.7$$

Ya que la velocidad lineal aumenta y la tensión efectiva también se debe recalcular la potencia que demanda el sistema. Para determinar la nueva potencia requerida del sistema se utilizan las ecuaciones 25, 26, 27 y 28.

$$P_{Banda} = Te * V \quad (25)$$
$$P_{Banda} = 1443.54\ N * 7.35 \frac{m}{min} = 0.237\ hp$$

$$P_{Teórica} = P_{Banda} + 0.16 * V * L_T \quad (26)$$
$$P_{Teórica} = 0.237\ hp + 0.16 * 7.35 \frac{m}{min} * 2.78\ m = 0.311\ hp$$

$$P_{Neta} = \frac{P_{Teórica}}{1 - P_p} \quad (27)$$
$$P_{Neta} = \frac{0.311\ hp}{1 - 0.01} = 0.314\ hp$$

$$P_R = \frac{P_{Neta}}{\eta * \varepsilon} \quad (28)$$

$$P_R = \frac{0.314 \text{ hp}}{69.2\% * 54\%} = 0.84 \text{ hp}$$

En el mercado no existe motores de 0,85hp, en el catálogo de Siemens, la potencia más próxima es 1hp, por lo que se selecciona el modelo correspondiente a la potencia nominal de 1hp. El modelo de motor según el catálogo de Siemens es: 1LA7 080 4YA60, con las siguientes características:

- 4 polos - 60Hz
- Potencia: 1 hp - 0.75 kW
- eficiencia: 69.5%
- Torque nominal: 4.29 N*m
- RPM: 1660 rpm
- Peso: 8.1 kgf
- FS: 1.15

Sin embargo, para este modelo de motor la velocidad angular es mayor, aumenta de 1590rpm a 1660rpm, por lo que es pertinente volver a evaluar la tensión efectiva de la banda, su factor de velocidad y verificar la potencia, los resultados de esa evaluación se resume en la tabla 39 mostrada a continuación.

Tabla 39.
Comparativa de motor 0.5 hp vs 1 hp

	MOTOR 0.5 hp	**MOTOR 1 hp**
Torque	2.24 N*m	4.29 N*m
Eficicencia	66%	69.5%
Peso	5.5 kgf	8.1 kgf
Velocidad angular	1590	1660
Velocidad lineal	7.353 m/min	7.677 m/min
Factor de velocidad	1.34	1.35
Tensión efectiva	1443.54 N	1454.31 N
Potencia del motor	0.84 hp	0.881 hp

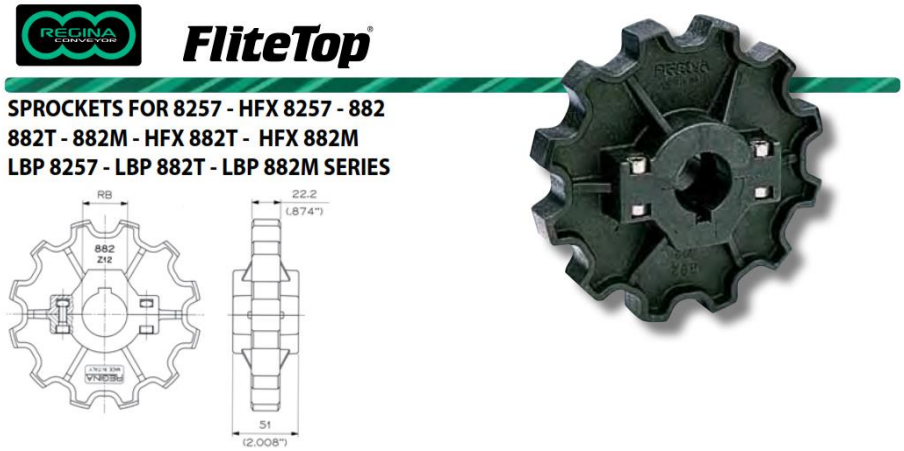
Fuente: (Elaboración Propia)

El aumento de velocidad angular del motor no produce cambios significativos en el sistema, la potencia que demanda el sistema para la nueva velocidad angular sigue estando bajo el límite de potencia nominal del motor de 1 hp. El motorreductor seleccionado es:

- Motor Siemens: 1LA7 080 4YA60
- Reductor: 2KJ1702 - 5CE13 - 1AL1

4.1.6 Análisis de la rueda dentada

La selección de la rueda dentada o piñón de arrastre se realiza concretamente mediante catálogo, ya que para cada modelo de banda modular le corresponde un modelo de piñón, mismo que está normado respecto a su geometría y tipo de material (ver figura 65). El modelo tanto para el piñón de arrastre y conducido es CMT 02 882 12 03.



MOULDED SPLIT DRIVE AND IDLER SPROCKETS

N° TEETH		PITCH DIAM.		OUTSIDE DIAM.		RB SIZE		REGINA PART NUMBER		WEIGHT	
Z actual	Z effective	mm	inches	mm	inches	mm	inches	DRIVE	IDLER	Kg	lb
						25		CMT 02 882 12 01	CMT 03 882 12 01		
						30		CMT 02 882 12 02	CMT 03 882 12 02		
						35		CMT 02 882 12 03	CMT 03 882 12 03		
						40		CMT 02 882 12 04	CMT 03 882 12 04		
12	12	147,21	5.80	150	5.9		1	CMT 02 882 12 06	CMT 03 882 12 06	0,44	0.97
							1 3/16	CMT 02 882 12 07	CMT 03 882 12 07		
							1 1/4	CMT 02 882 12 08	CMT 03 882 12 08		
							1 7/16	CMT 02 882 12 09	CMT 03 882 12 09		
							1 5/8	CMT 02 882 12 12	CMT 03 882 12 12		
							1 3/4	CMT 02 882 12 13	CMT 03 882 12 13		

Figura 65. Piñón conducido y de arrastre

Fuente: (Regina Conveyor General Catalogue, 2012)

4.1.7 Diseño mecánico del eje

Para realizar un correcto diseño de un eje se debe realizar secuencialmente los 4 tipos de diseños descritos a continuación:

- Diseño Geométrico
- Diseño por Resistencia
- Diseño por Rigidez
- Diseño por Vibraciones

A. Diseño Geométrico

Se determina geometría del eje, es decir los escalones que tiene el eje y su longitud. En la figura 66 mostrada a continuación se muestra el eje motriz para la banda trasportadora. L_1 = 90 mm, L_2 =110 mm, L_3 = 200 mm y L_4 = 50 mm.

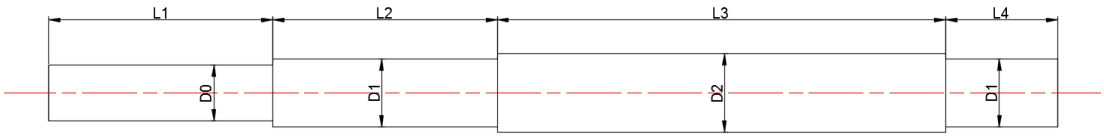


Figura 66. Geometría del eje conductor

B. Diseño por Resistencia

La finalidad principal del diseño por resistencia es determinar un diámetro mínimo capaz de resistir los esfuerzos producto de las cargas a las que se encuentra sometido el eje. El torque al que está sometido el eje está determinado por la ecuación 31.

$$T_o = \frac{P_{motor} * \varepsilon}{n_2} \tag{31}$$

Donde:

T_o: Torque – [N*m]

P_{motor}: Potencia del motor – [hp] – ver figura 63

n_2: Velocidad angular de salida – [rpm]

ε: Rendimiento del reductor – [%]

$$T_o = \frac{1\ \text{hp} * 54\ \%}{16.6\ \text{rpm}} = 231.664\ \text{N} * \text{m}$$

El torque es suministrado por el motor y consumido por el piñón motriz que se ubica en el punto B, los rodamientos se ubican en los puntos A y B. El diagrama de fuerzas para el eje motriz se muestra en la figura 67 mostrada a continuación.

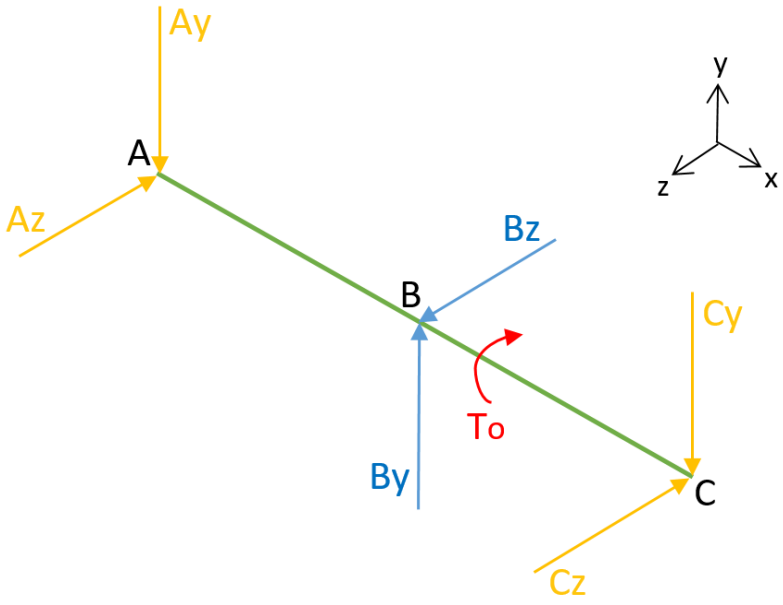


Figura 67. Diagrama de fuerzas del eje motriz

La fuerza tangencial en el punto B está definida por la ecuación 32.

$$Ft_B = \frac{T_o * 2}{Dp} \tag{32}$$

Donde:

Ft_B: Fuerza tangencial en el punto B – [N]

T_o: Torque – [N*m] – Ec. 31

Dp: Diámetro primitivo del piñón motriz – [mm]

$$\mathrm{Ft_B} = \frac{231.664\ \mathrm{N} * \mathrm{m} * 2}{147.21\ \mathrm{mm}} = 3147.12\ \mathrm{N}$$

La fuerza radial en el punto B está definida por la ecuación 33.

$$\mathrm{Fr_B} = \mathrm{Ft_B} * \tan \emptyset \tag{33}$$

Donde:

$\mathrm{Fr_B}$: Fuerza radial en el punto B – [N]

$\mathrm{Ft_B}$: Fuerza tangencial en el punto B – [N]

$\emptyset$: Angulo de presión – [°]

$$\mathrm{Fr_B} = 3147.12\ \mathrm{N} * \tan 20° = 1145.46\ \mathrm{N}$$

Ay y Az son reacciones del rodamiento en el punto A. Cy y Cz son reacciones del rodamiento en el punto C. By es la Fuerza Radial en el punto B y Bz es la Fuerza Tangencial en el punto B, además, To es el torque en el eje. (ver figura 67). En la figura 68 mostrada a continuación se indica los diagramas de cortante y momento que se producen en el eje analizados en el plano XY, además se indica los valores de las reacciones Ay, Cy y Mxy.

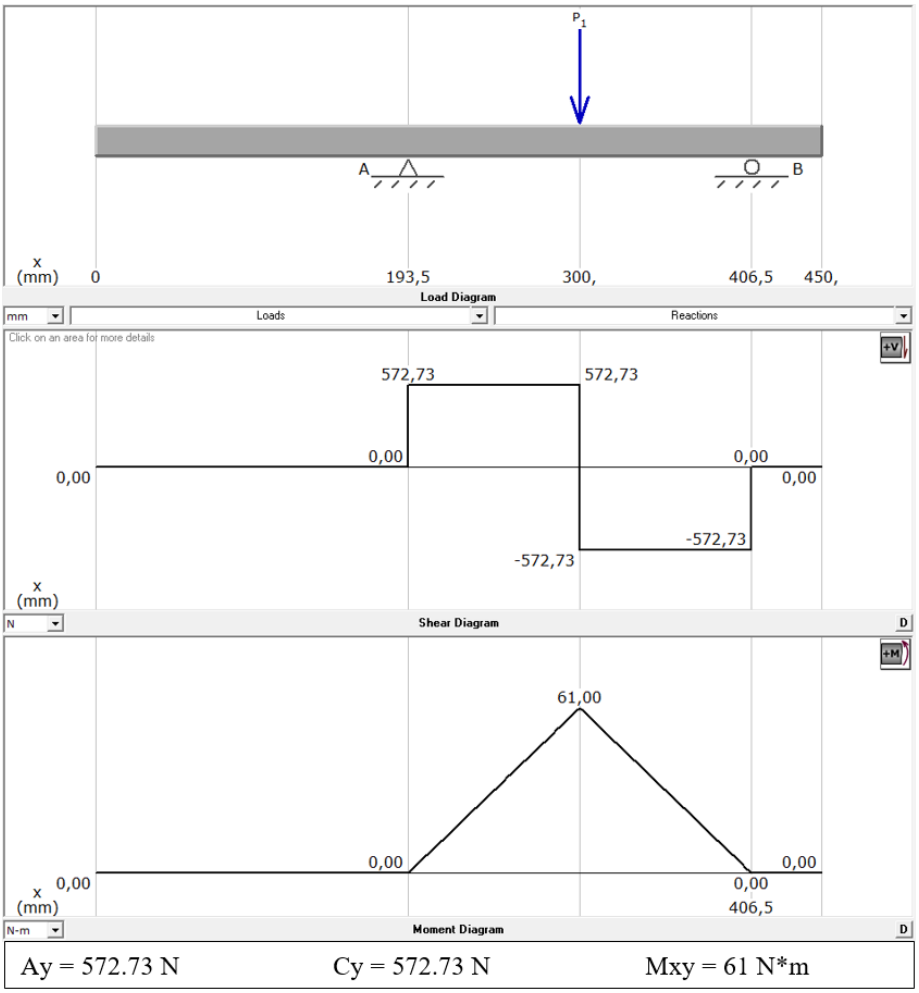


Figura 68. Diagrama de fuerzas del eje motriz – Plano XY

Fuente: (CAD)

En la figura 69 mostrada a continuación se indica los diagramas de cortante y momento que se producen en el eje analizados en el plano XZ, además se indica los valores de las reacciones Az, Cz y Mxz.

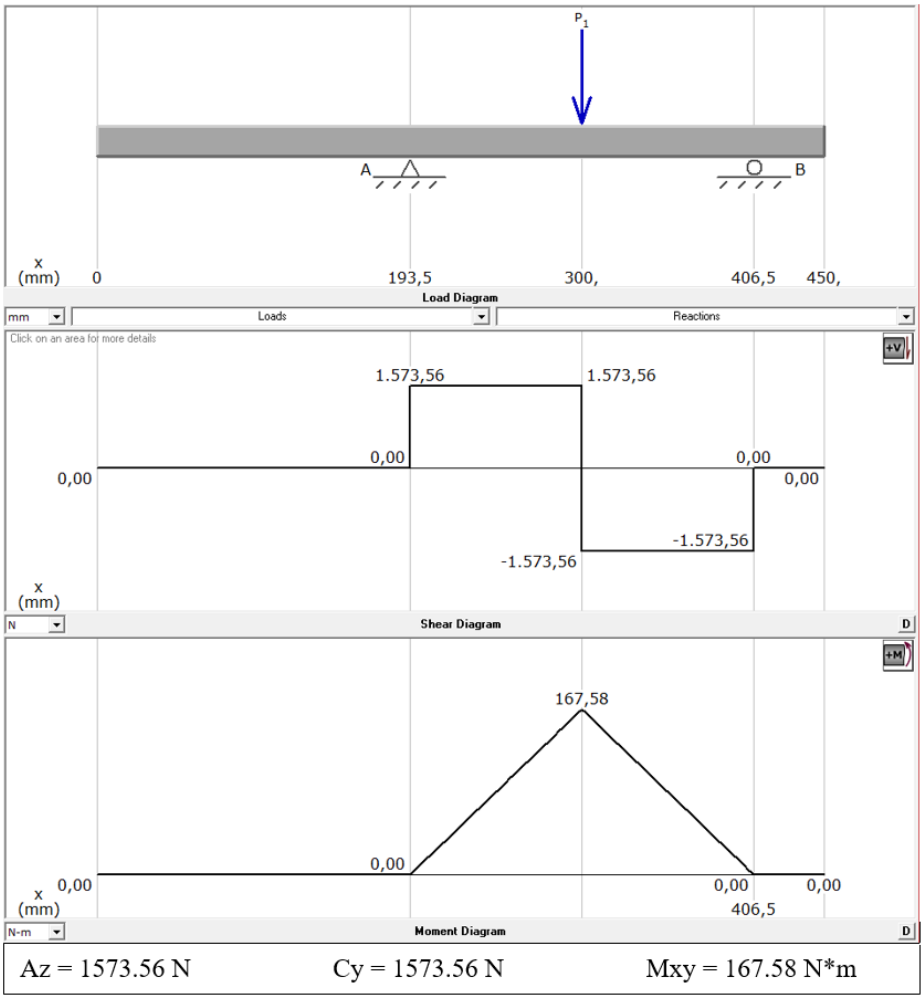


Figura 69. Diagrama de fuerzas del eje motriz – Plano XZ

Fuente: (CAD)

La sección crítica es en el punto B, donde se produce el momento máximo en ambos planos. El momento total al que está sometido el eje está definido por la ecuación 34.

$$M_T = \sqrt{{M_{xy}}^2 + {M_{xz}}^2} \tag{34}$$

Donde:

M_T: Momento total – [N*m]

M_{xy}: Momento máximo en el plano XY – [N*m] – Ver figura 68

M_{xz}: Momento máximo en el plano XZ – [N*m] – Ver figura 69

$$M_T = \sqrt{(61\ N * m)^2 + (167.58\ N * m)^2} = 178.34\ N * m$$

El momento total produce esfuerzo normal por flexión en el eje, la ecuación del esfuerzo normal por flexión está definido por la ecuación 35, con el fin de simplificar los cálculos se toma D = 1, para posteriormente despejarlo y obtener el diámetro mínimo requerido para la sección crítica en el punto B.

$$\sigma_b = \frac{32 * M_T}{\pi * D^3} \tag{35}$$

Donde:

σ_b: Esfuerzo normal por flexión – [MPa]

M_T: Momento total – [N*m] – Ec. 34

D: Diámetro de la sección crítica – [mm]

$$\sigma_b = \frac{32 * 178.34\ N * m}{\pi * 1^3} = 1816.52\ MPa$$

El torque produce esfuerzo cortante por torsión en el eje, la ecuación del esfuerzo cortante por torsión está definido por la ecuación 36, con el fin de simplificar los cálculos se toma D = 1, para posteriormente despejarlo y obtener el diámetro mínimo requerido para la sección crítica en el punto B.

$$\tau_t = \frac{16 * To}{\pi * D^3} \tag{36}$$

Donde:

τ_t: Esfuerzo cortante por torsión – [MPa]

T_o: Torque – [N*m] – Ec. 31

D: Diámetro de la sección crítica – [mm]

$$\tau_t = \frac{16 * 231.664\ N * m}{\pi * 1^3} = 1179.75\ MPa$$

El torque es constante durante todo el tiempo de operación, producto de eso se produce esfuerzos medios constantes. El momento total es variable, se produce

tracción y compresión de forma alternada, producto de eso se produce esfuerzos alternantes. El esfuerzo medio para Esfuerzo normal por flexión está definido por la ecuación 37.

$$\sigma_{bm} = \frac{\sigma_{b\,máx} + \sigma_{b\,min}}{2} \tag{37}$$

Donde:

σ_{bm}: Esfuerzo medio por flexión – [N*m]

$\sigma_{b\,máx}$: Esfuerzo normal por flexión máximo – [N*m]

$\sigma_{b\,min}$: Esfuerzo normal por flexión mínimo – [N*m]

$$\sigma_{bm} = \frac{1816.52\ \text{N} * \text{m} + (-1816.52\ \text{N} * \text{m})}{2} = 0$$

El esfuerzo alternante para Esfuerzo normal por flexión está definido por la ecuación 38.

$$\sigma_{ba} = \frac{\sigma_{b\,máx} - \sigma_{b\,min}}{2} \tag{38}$$

Donde:

σ_{ba}: Esfuerzo alternante por flexión – [N*m]

$\sigma_{b\,máx}$: Esfuerzo normal por flexión máximo – [N*m]

$\sigma_{b\,min}$: Esfuerzo normal por flexión mínimo – [N*m]

$$\sigma_{ba} = \frac{1816.52\ \text{N} * \text{m} - (-1816.52\ \text{N} * \text{m})}{2} = 1816.52\ \text{N} * \text{m}$$

El torque del motor que alimenta el eje motriz es transferido al piñón por medio de una chaveta, para alojar la chaveta el eje debe tener una cavidad tallada en el eje motriz produciendo un concentrador de esfuerzos. El factor k_f que modifica el esfuerzo alternante por flexión (σ_{ba}) está definido por la ecuación 39, donde el factor de concentración de esfuerzos k_t se obtiene de la figura 70.

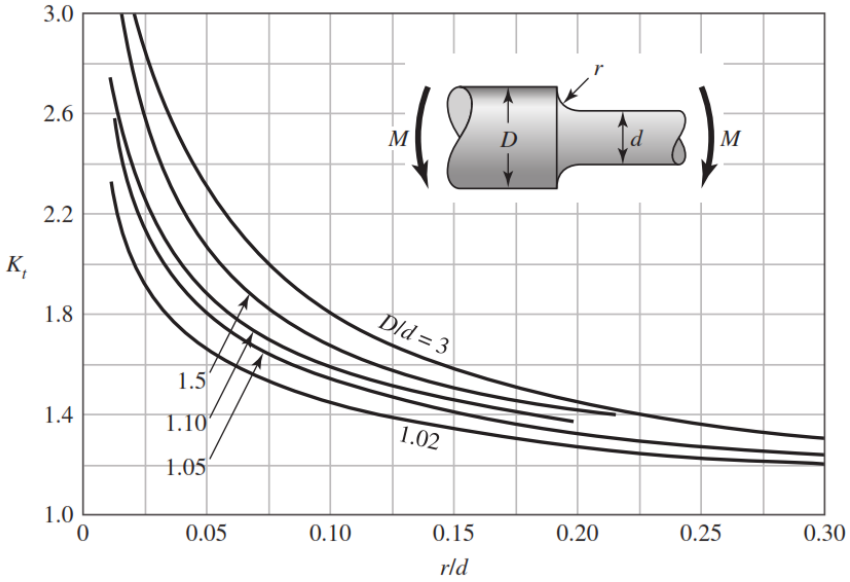


Figura 70. Concentrador de esfuerzo para eje sometido a flexión

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

$$k_f = 1 + (k_t - 1) * q \tag{39}$$

Donde:

k_f: Factor del esfuerzo alternante por flexión – [adimensional]

k_t: Factor de concentración de esfuerzos – [adimensional]

q: Sensibilidad de la muesca – [adimensional]

$$k_f = 1 + (2.15 - 1) * 1 = 2.15$$

El esfuerzo alternante por flexión real está definido por la ecuación 40.

$$\sigma_{ba\,F} = k_f * \sigma_{ba} \tag{40}$$

Donde:

$\sigma_{ba\,F}$: Esfuerzo alternante por flexión real – [N*m]

k_f: Factor del esfuerzo alternante por flexión – [N*m]

σ_{ba}: Esfuerzo alternante por flexión – [N*m]

$$\sigma_{ba\,F} = 2.15 * 1816.52\ N * m = 3905.52\ N * m$$

El esfuerzo medio para Esfuerzo cortante por torsión está definido por la ecuación 41.

$$\tau_{tm} = \frac{\tau_{t\,máx} + \tau_{t\,mín}}{2} \tag{41}$$

Donde:

τ_{tm}: Esfuerzo medio por torsión – [N*m]

$\tau_{t\,máx}$: Esfuerzo cortante por torsión máximo – [N*m]

$\tau_{t\,mín}$: Esfuerzo cortante por torsión mínimo – [N*m]

$$\tau_{tm} = \frac{1179.75\ \text{MPa} + 1179.75\ \text{MPa}}{2} = 1179.75\ \text{MPa}$$

El esfuerzo alternante para Esfuerzo normal por flexión está definido por la ecuación 42.

$$\tau_{ta} = \frac{\tau_{t\,máx} - \tau_{t\,mín}}{2} \tag{42}$$

Donde:

τ_{ta}: Esfuerzo medio por torsión – [N*m]

$\tau_{t\,máx}$: Esfuerzo cortante por torsión máximo – [N*m]

$\tau_{t\,mín}$: Esfuerzo cortante por torsión mínimo – [N*m]

$$\tau_{tm} = \frac{1179.75\ \text{MPa} - 1179.75\ \text{MPa}}{2} = 0$$

El torque del motor que alimenta el eje motriz es transferido al piñón por medio de una chaveta, para alojar la chaveta el eje debe tener una cavidad tallada en el eje motriz produciendo un concentrador de esfuerzos. El factor k_{ts} que modifica el esfuerzo medio por torsión (τ_{tm}) se obtiene de la figura 71. El esfuerzo medio por torsión real está definido por la ecuación 43.

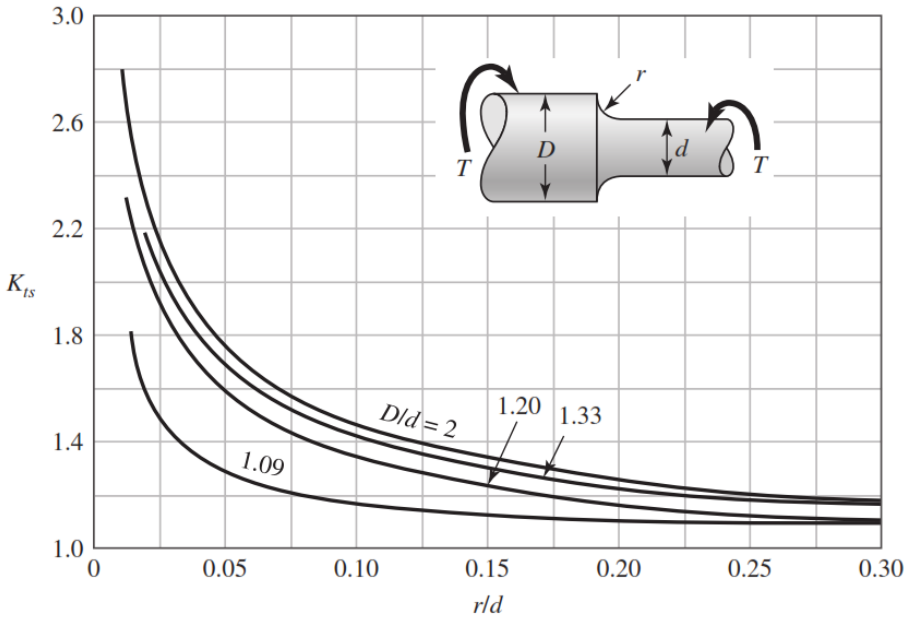


Figura 71. Concentrador de esfuerzo para eje sometido a torsión

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

$$\tau_{tm\,F} = k_{ts} * \tau_{tm} \tag{43}$$

Donde:

$\tau_{tm\,F}$: Esfuerzo medio por torsión real – [N*m]

k_{ts}: Concentrador de esfuerzo para eje sometido a torsión – [adimensional]

τ_{tm}: Esfuerzo medio por torsión – [N*m]

$$\tau_{tm\,F} = 1.7 * 1179.75\ \text{MPa} = 2005.58\ \text{N} * \text{m}$$

Ya que existen valores para esfuerzos medios y alternantes tanto para flexión como torsión es preciso calcular los esfuerzos medios equivalente y alterantes equivalente. El esfuerzo medio equivalente está definido por la ecuación 44.

$$\sigma_{m\,Eqv} = \sqrt{{\sigma_{bm}}^2 + 4 * {\tau_{tm\,F}}^2} \tag{44}$$

Donde:

$\sigma_{m\,Eqv}$: Esfuerzo medio equivalente – [N*m]

σ_{bm}: Esfuerzo medio por flexión – [N*m]

$\tau_{tm\ F}$: Esfuerzo medio por torsión real – [N*m]

$$\sigma_{m\ Eqv} = \sqrt{0^2 + 4 * (2005.58\ N * m)^2} = 4011.15\ N * m$$

El esfuerzo alternante equivalente está definido por la ecuación 45.

$$\sigma_{a\ Eqv} = \sqrt{{\sigma_{ba\ F}}^2 + 4 * {\tau_{ta}}^2} \quad (45)$$

Donde:

$\sigma_{a\ Eqv}$: Esfuerzo alternante equivalente – [N*m]

$\sigma_{ba\ F}$: Esfuerzo alternante por flexión real – [N*m]

τ_{ta}: Esfuerzo alternante por torsión – [N*m]

$$\sigma_{a\ Eqv} = \sqrt{3905.52\ N * m^2 + 4 * 0^2} = 3905.52\ N * m$$

Para definir una teoría de falla se toma una postura conservadora, la teoría de Criterio de falla de Soderberg permite definir una zona segura para el diseño, donde los límites para el esfuerzo alternante y medio son la resistencia a la fatiga y la resistencia a la fluencia respectivamente. Para su aplicación previamente se elige un tipo de acero y se determinan los factores modificantes de la fatiga, estos factores se toman del libro ¨Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley¨ (Budynas & Nisbett, 2012). El material para el eje se seleccionó del catálogo de Ivan Bohman y corresponde a un acero AISI 4340 T&R (ver Anexo 1). La resistencia para vida infinita está definida por la ecuación 46.

$$Se' = 0.5 * Su \quad (46)$$

Donde:

Se': Resistencia para vida infinita – [MPa]

Su: Resistencia mínima a la tracción – [MPa] – Ver Anexo 1

$$Se' = 0.5 * 981\ \text{MPa} = 490.5\ \text{MPa}$$

La resistencia para vida infinita está definida por la ecuación 47.

$$Se = Se' * ka * kb * kc * kd * ke \quad (47)$$

Donde:

Se: Resistencia a la fatiga – [MPa]
Se´: Resistencia para vida infinita – [MPa] – Ec. 46
ka: Factor por acabado superficial – [adimensional]
kb: Factor por tamaño – [adimensional]
kc: Factor por tipo de carga – [adimensional]
kd: Factor por temperatura – [adimensional]
ke: Factor por nivel de confianza – [adimensional]

$$Se = 490.5\ \text{MPa} * 0.74 * 0.86 * 1 * 1 * 0.814 = 254.1\ \text{MPa}$$

El Criterio de falla de Soderberg está definido por la ecuación 48, de la cual se procede a despejar el diámetro para determinar el valor mínimo aceptable para la zona crítica en el punto B.

$$\frac{Sy}{FS_{e1}} = \sigma_{m\ Eqv} + \frac{Sy}{Se} * \sigma_{a\ Eqv} \quad (48)$$

Donde:

Se: Resistencia a la fatiga – [MPa]
Sy: Resistencia mínima a la fluencia – [MPa] – ver Anexo 1
FS_{e1}: Factor de seguridad del eje de la banda – [adimensional]
$\sigma_{a\ Eqv}$: Esfuerzo alternante equivalente – [N*m]
$\sigma_{m\ Eqv}$: Esfuerzo medio equivalente – [N*m]

$$D = \sqrt[3]{\left(4011.15\ N * m + \frac{687\ MPa}{254.1\ MPa} * 3905.52\ N * m\right) * \frac{2}{687\ MPa}}$$

$$D = 34.88\ mm$$

El diámetro para el punto B es:

$$D_2 = 35\ mm$$

$$\frac{D_2}{D_1} \leq 1.3$$

$$D_1 \geq 26.9\ mm$$

El diámetro para la sección L_2 y L_4 es:

$$D_1 = 30\ mm$$

$$\frac{D_1}{D_0} \leq 1.3$$

$$D_0 \geq 23.08\ mm$$

El diámetro para la sección L_1 es:

$$D_0 = 25\ mm$$

Conocido el diámetro para cada sección del eje y las longitudes de cada tramo se procede a verificar los esfuerzos en el eje considerando el peso propio del eje y el peso de la rueda dentada. En la figura 72 mostrada a continuación se indica los diagramas de cortante y momento que se producen en el eje analizados en el plano XY considerando el peso de la rueda dentada (W_{eng} = 0.44 kgf) y el peso propio del eje (W_{eje} = 59.25 N/m), además se indica los valores de las reacciones Ay, Cy y Mxy. La fuerza resultante en el punto B para el plano XY está definida por la ecuación 49.

$$Fr_{xy} = Fr_B - W_{eng} \quad (49)$$

Donde:

Fr_{xy}: Fuerza resultante en el punto B del plano XY – [N]

Fr_B: Fuerza radial en el punto B – [N] – Ec. 33

W_{eng}: Peso del piñón motriz – [kgf] – ver figura 65

$$Fr_{xy} = 1145.46\ N - 0.44\ kgf = 1141.14\ N$$

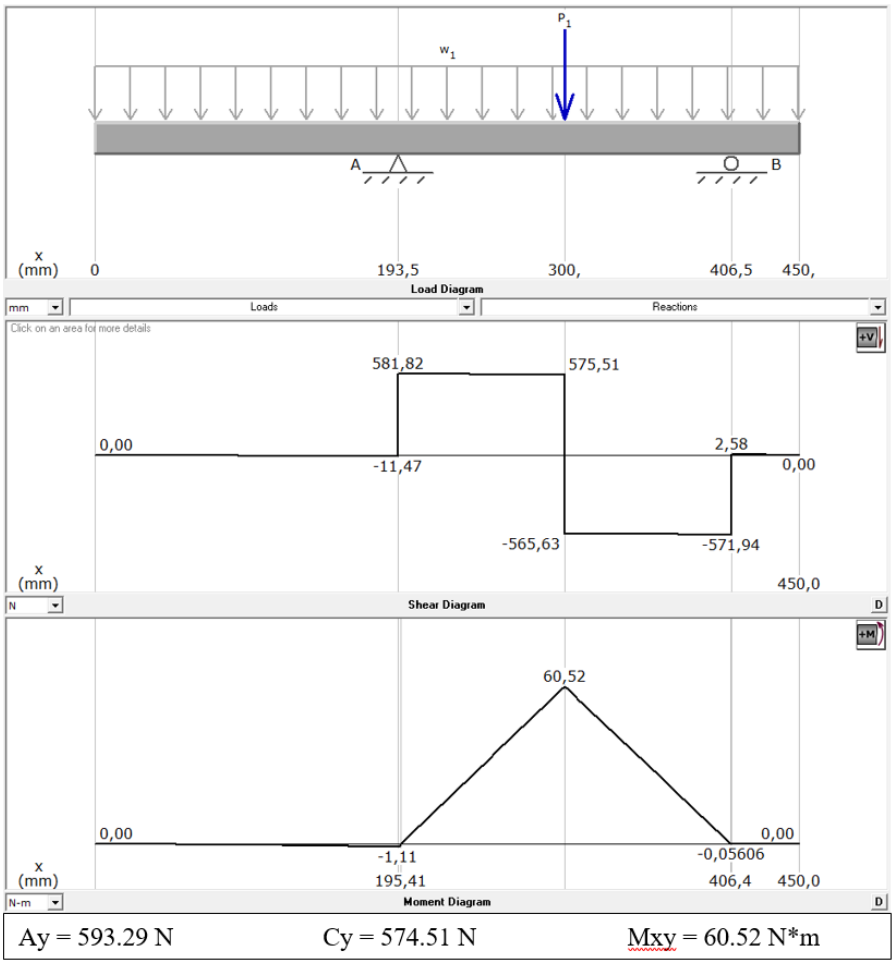


Figura 72. Diagrama de fuerzas del eje motriz – Plano XZ

Fuente: (CAD)

Para el plano XZ, los valores son los mismos, ya que no existe ninguna fuerza o momento producto de considerar el peso del eje y el engrane. El momento total al que está sometido el eje está definido por la ecuación 34.

$$M_{T2} = \sqrt{{M_{xy}}^2 + {M_{xz}}^2} \quad (34)$$

$$M_{T2} = \sqrt{(60.52\ N * m)^2 + (167.58\ N * m)^2} = 178.17\ N * m$$

La diferencia entre el M_T y M_{T2} es apenas del 0.1% por lo que se resuelve despreciar los efectos del peso del eje y el engrane, no son significantes para considerar evaluar nuevamente el diámetro del eje en ninguna de sus posiciones.

Generalmente los rodamientos son los primeros elementos en fallar, por tal razón es preciso realizar una adecuada selección de estos. El tipo de rodamiento y los lineamientos para realizar una adecuada selección se hace en base al catálogo de rodamientos FAG (ver Anexo 2). Para velocidades angulares mayores a 10 rpm se realiza análisis dinámico. La vida nominal del rodamiento es el número de ciclos que se espera que funcione correctamente un rodamiento antes de fallar, se expresa en millones de ciclos y está definido por la ecuación 50. Se espera que los rodamientos trabajen aproximadamente 15 mil horas, lo que corresponde a 3 años de operación con turnos dobles y fines de semana parciales. Se estima con una confianza del 90%.

$$L_{10} = \frac{V_{tr} * n_2}{10^6} \quad (50)$$

Donde:

L_{10}: Vida nominal del rodamiento – [millones de ciclos]
V_{tr}: Vida de trabajo – [hr]
n_2: Velocidad angular de salida – [rpm]

$$L_{10} = \frac{15000\ hr * 16.6\ rpm}{10^6} = 14.94\ millones\ de\ ciclos$$

La fuerza radial resultante en el punto A está definida por la ecuación 51.

$$\mathrm{Fr_A} = \sqrt{\mathrm{Ay_2}^2 + \mathrm{Az}^2} \tag{51}$$

Donde:

$\mathrm{Fr_A}$: Fuerza radial resultante en el punto A – [N]

$\mathrm{Ay_2}$: Reacción en A para el plano XY

Az: Reacción en A para el plano XZ

$$\mathrm{Fr_A} = \sqrt{(593.3\ \mathrm{N})^2 + (1573.56\ \mathrm{N})^2} = 1681.69\ \mathrm{N}$$

La fuerza radial resultante en el punto A está definida por la ecuación 52.

$$\mathrm{Fr_C} = \sqrt{\mathrm{Cy_2}^2 + \mathrm{Cz}^2} \tag{52}$$

Donde:

$\mathrm{Fr_C}$: Fuerza radial resultante en el punto C – [N]

$\mathrm{Cy_2}$: Reacción en C para el plano XY

Cz: Reacción en C para el plano XZ

$$\mathrm{Fr_C} = \sqrt{(574.51\ \mathrm{N})^2 + (1573.56\ \mathrm{N})^2} = 1675.16\ \mathrm{N}$$

La mayor carga se encuentra sobre el rodamiento del punto A, por tal motivo es el que gobierna el diseño. La carga dinámica equivalente está definida por la ecuación 53.

$$\mathrm{P} = \mathrm{X} * \mathrm{Fr_A} + \mathrm{Y} * \mathrm{Fa} \tag{53}$$

Donde:

P: Carga equivalente – [kN] – ver Anexo 2

X: Factor de carga radial – [adimensional] – ver Anexo 2

Y: Factor de carga axial – [adimensional] – ver Anexo 2

$\mathrm{Fr_A}$: Fuerza radial resultante en el punto A – [N] – Ec. 51

Fa: Fuerza axial – [N]

$$P = 1 * Fr_A + 0 * Fa = 1681.69\ N$$

La vida nominal del rodamiento está definida por la ecuación 54, de la cual se despeja la capacidad de carga dinámica, con la capacidad de carga dinámica y el diámetro nominal se procede a seleccionar el rodamiento.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{n_r} \tag{54}$$

Donde:

L_{10}: Vida nominal del rodamiento – [millones de ciclos]

C: Capacidad de carga dinámica – [hr]

P: Carga equivalente – [kN] – Ec.53

n_r: Coeficiente según el tipo de rodamiento – [adimensional] – ver Anexo 2

$$C = 1681.69\ N * \sqrt[3]{14.94} = 4.13\ kN$$

El modelo de rodamiento seleccionado es el 6006.2ZR, corresponde a un rodamiento rígido de bolas, con 2 tapas de protección, serie 0 y de 30 mm de diámetro nominal. Se usa el mismo modelo de rodamiento tanto para el punto A y el C, además, se debe seleccionar un soporte compatible con el modelo de rodamiento 6006.2ZR, que satisfaga las demandas de carga y vida útil del rodamiento, para la serie 6006, el modelo de chumacera correspondiente es UCF 206, con rodamiento tipo UC 206. (ver Anexo 5).

Para transmitir el torque que entrega el motor a la rueda motriz se debe diseñar la chaveta y chavetero que trabajan a forma de fusible, es decir están diseñados para que se rompan en caso de una sobrecarga, esto significa una gran ventaja ya que además de transmitir torque y potencia cuidan a los elementos más costosos, siempre resulta más efectivo fabricar una chaveta nueva a fabricar una rueda dentada o un eje. Como regla general se debe diseñar la chaveta de un material de menor resistencia que el eje.

La chaveta se colocará en la sección L_1 para el motor y L_3 para la rueda dentada o piñón motriz. En la figura 73 mostrada a continuación se muestra la geometría y disposición de la chaveta en el eje.

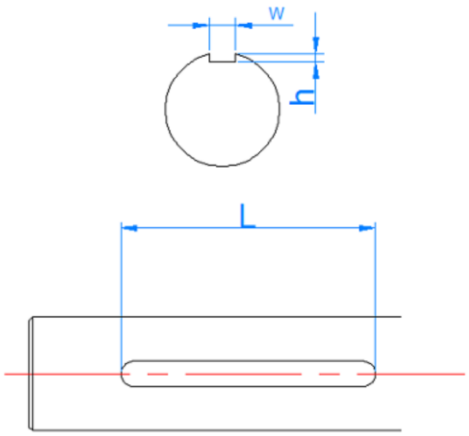


Figura 73. Geometría de la chaveta en el eje

Para la sección L_1 el material seleccionado para la chaveta es un acero AISI 1040 CD. El esfuerzo equivalente para el material de la chaveta está definido por la ecuación 55. El factor de seguridad es 1.5, valor recomendado cuando el eje gira en un solo sentido de manera constante y el torque también es constante. (Budynas & Nisbett, 2012).

$$\sigma_{eqv} = \frac{Sy_{ch}}{FS_{ch}} \tag{55}$$

Donde:

σ_{eqv}: Esfuerzo equivalente – [MPa]

Sy_{ch}: Resistencia mínima de fluencia de la chaveta – [MPa]

FS_{ch}: Factor de seguridad de la chaveta – [adimensional]

$$\sigma_{eqv} = \frac{490\ \text{MPa}}{1.5} = 326.67\ \text{MPa}$$

La fuerza tangencial a la que está sometida la chaveta está definida por la ecuación 56.

$$Ft_{ch} = \frac{2 * T_o}{D_0} \tag{56}$$

Donde:

Ft_{ch}: Fuerza tangencial producida en la chaveta – [N]

T_o: Torque – [N*m]

D_0: Diámetro en la sección L_1 – [mm]

$$Ft_{ch} = \frac{2 * 231.664\ N * m}{25\ mm} = 18531.52\ N$$

Las chavetas fallan o bien por Esfuerzo Cortante Directo o por Esfuerzo normal por Aplastamiento. El Esfuerzo Cortante Directo y el Esfuerzo normal por Aplastamiento deben ser igual o menores al Esfuerzo equivalente, con el fin de simplificar los cálculos se asume la condición más crítica donde decimos que son los mismos.

$$\sigma_{eqv} \cong \tau d$$

$$\sigma_{eqv} \cong \sigma_{apl}$$

El ancho y la profundidad de una chaveta se puede definir ya sea por tablas o catálogo, el valor faltante para definirla completamente es entonces la longitud. El Esfuerzo Cortante Directo está definido por la ecuación 57, de la cual se procederá a despejar la longitud. Los valores de w y h se toman del anexo 3

$$\tau d = \frac{Ft_{ch}}{w * l} \tag{57}$$

Donde:

τd: Esfuerzo Cortante Directo – [MPa]

Ft_{ch}: Fuerza tangencial producida en la chaveta – [N]

w: Ancho de la chaveta – [mm] – ver Anexo 3

l: longitud de la chaveta – [mm]

$$l = \frac{18531.52\ \text{N}}{8\ \text{mm} * 326.67\ \text{MPa}} = 7.09\ \text{mm}$$

El Esfuerzo normal por Aplastamiento está definido por la ecuación 58, de la cual se procederá a despejar la longitud.

$$\sigma_{apl} = \frac{2 * Ft_{ch}}{h * l} \tag{58}$$

Donde:

σ_{apl}: Esfuerzo normal por Aplastamiento – [MPa]

Ft_{ch}: Fuerza tangencial producida en la chaveta – [N]

h: altura de la chaveta – [mm] – ver Anexo 3

l: longitud de la chaveta – [mm]

$$l = \frac{2 * 18531.52\ \text{N}}{3.3\ \text{mm} * 326.67\ \text{MPa}} = 34.38\ \text{mm}$$

Se debe verificar que la longitud de la chaveta no sea mayor que la longitud máxima permisible, La longitud máxima permisible está definida por la ecuación 59.

$$L_{máx} = 1.5 * D \tag{59}$$

Donde:

$L_{máx}$: Longitud máxima permisible de la chaveta – [mm]

D: Diámetro donde está alojada la chaveta – [mm]

$$L_{máx} = 1.5 * 25\text{mm} = 37.5\ \text{mm}$$

En base a los resultados obtenidos en las ecuaciones 58 y 59 se resuelve que la longitud de la chaveta para la sección L_1 es 35 mm. Además, se puede concluir que para resistir el esfuerzo normal por aplastamiento se requiere una longitud mucho mayor que para resistir el esfuerzo por cortante directo, consecuencia de esto se sabe

que el esfuerzo que gobierna el diseño de la chaveta es el esfuerzo normal por aplastamiento y que la chaveta falla por aplastamiento. Las dimensiones de chaveta y chavetero para la sección L_1 se muestran en la tabla 40 mostrada a continuación

Tabla 40.
Dimensiones de chaveta y chavetero para L_1

	Chaveta	**Chavetero**
Ancho	8 mm	8 mm
Altura	6.6 mm	3.3 mm
Longitud	35 mm	35 mm
Radio	4 mm	4 mm
Radio de raíz	0.8 mm	0.8 mm

En base a los cálculos preliminares se sabe que el mayor esfuerzo se ejerce en la sección L_3, consecuencia de esto el diámetro nominal para esta sección es mayor, lo que permite usar una chaveta de mayor longitud y un material de menores prestaciones de ser necesario, el material seleccionado para la chaveta es un acero ASTM A36. El esfuerzo equivalente para el material de la chaveta está definido por la ecuación 55 y las dimensiones para ancho y altura de la chaveta se muestran en la figura 74.

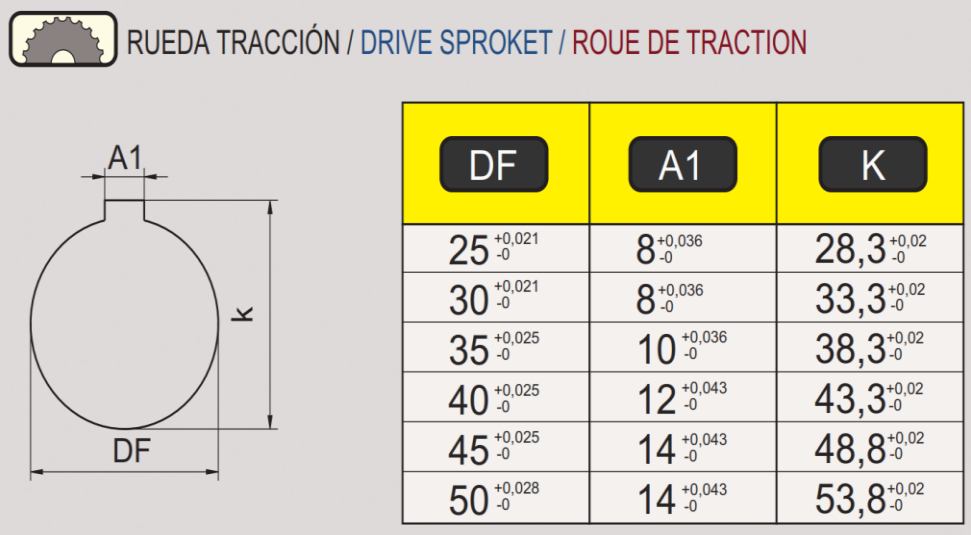


Figura 74. Dimensiones para la rueda motriz

Fuente: (AVE Chain & Conveyors Components, 2014)

$$\sigma_{eqv} = \frac{Sy_{ch}}{FS_{ch}} \tag{55}$$

$$\sigma_{eqv} = \frac{36\ \text{ksi}}{1.5} = 165.47\ \text{MPa}$$

La fuerza tangencial a la que está sometida la chaveta está definida por la ecuación 56.

$$Ft_{ch} = \frac{2 * T_o}{D_2} \tag{56}$$

$$Ft_{ch} = \frac{2 * 231.664\ \text{N} * \text{m}}{35\ \text{mm}} = 13236.8\ \text{N}$$

El Esfuerzo Cortante Directo está definido por la ecuación 57, de la cual se procederá a despejar la longitud.

$$\tau d = \frac{Ft_{ch}}{w * l} \tag{57}$$

$$l = \frac{18531.52\ \text{N}}{10\ \text{mm} * 326.67\ \text{MPa}} = 7.99\ \text{mm}$$

El Esfuerzo normal por Aplastamiento está definido por la ecuación 58, de la cual se procederá a despejar la longitud.

$$\sigma_{apl} = \frac{2 * Ft_{ch}}{h * l} \tag{58}$$

$$l = \frac{2 * 18531.52\ \text{N}}{3.3\ \text{mm} * 326.67\ \text{MPa}} = 48.48\ \text{mm}$$

Se debe verificar que la longitud de la chaveta no sea mayor que la longitud máxima permisible, La longitud máxima permisible está definida por la ecuación 59.

$$L_{máx} = 1.5 * D \tag{59}$$

$$L_{máx} = 1.5 * 35\text{mm} = 52.5\ \text{mm}$$

La longitud necesaria de la chaveta no supera el límite máximo permisible. Las dimensiones de chaveta y chavetero para la sección L_3 se muestran en la tabla 41 mostrada a continuación

Tabla 41.
Dimensiones de chaveta y chavetero para L_3

	Chaveta	**Chavetero**
Ancho	10 mm	10 mm
Altura	6.6 mm	3.3 mm
Longitud	50 mm	50 mm
Radio	5 mm	5 mm
Radio de raíz	0.8 mm	0.8 mm

C. Diseño por Rigidez

El diseño por rigidez nos permite determinar que las deflexiones en el eje no sean críticas y que, además, las deflexiones angulares en los rodamientos no excedan el límite máximo permisible, ya que de hacerlo la vida útil de los rodamientos se reduce considerablemente. A continuación, se muestra el diseño del eje motriz de la banda transportadora y sus valores máximos de deflexión angular y lineal. (ver Figura 75)

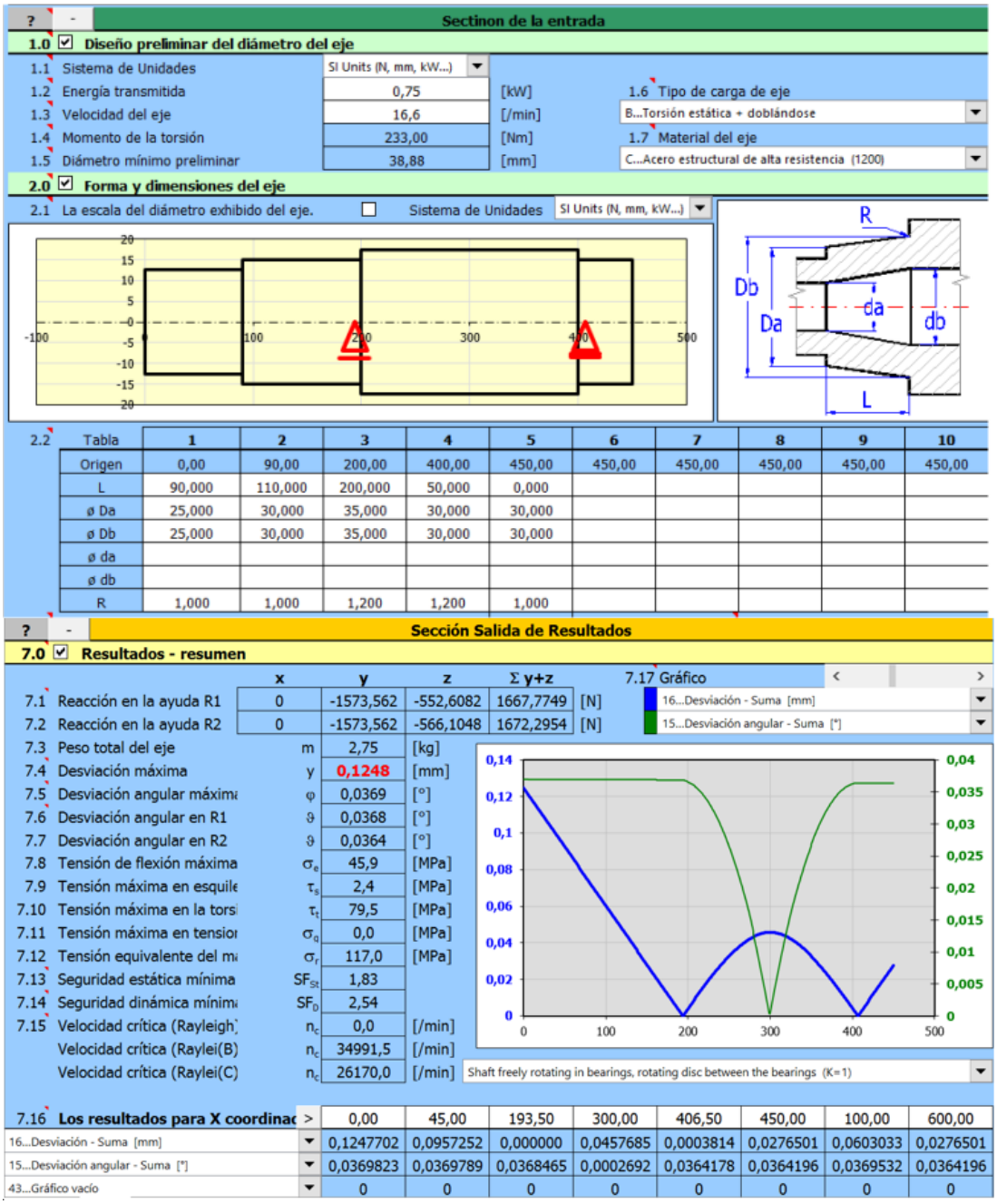


Figura 75. Deflexión lineal y angular del eje de la banda

La máxima desviación angular en los rodamientos es de 0.03685°, este valor no debe ser mayor a los que muestra la figura 76 para un rodamiento de bolas esféricas.

Tabla 7-2

Intervalos máximos típicos de pendientes y deflexiones transversales

Pendientes	
Rodillo ahusado	0.0005-0.0012 rad
Rodillo cilíndrico	0.0008-0.0012 rad
Bola con ranura profunda	0.001-0.003 rad
Bola esférica	0.026-0.052 rad
Bola autoalineante	0.026-0.052 rad
Engrane recto sin corona	< 0.0005 rad
Deflexiones transversales	
Engranes rectos con $P < 10$ dientes/pulg	0.010 pulg.
Engranes rectos con $11 < P < 19$	0.005 pulg.
Engranes rectos con $20 < P < 50$	0.003 pulg.

Figura 76. Deflexión lineal y angular máximas permisibles

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

Deflexión angular en el rodamiento máxima:

$$\mathrm{Dar}_{\mathrm{máx}} = 0.03685°$$

Deflexión angular permisible:

$$\mathrm{D}_{\mathrm{ap}} = 0.026\ \mathrm{read} = 1.49°$$

Entonces:

$$\mathrm{Dar}_{\mathrm{máx}} < \mathrm{D}_{\mathrm{ap}}$$

$$0.03685° \ll 1.49°$$

La deflexión en el piñón motriz es de 0.0458 mm, este valor no debe ser mayor a los que muestra la figura 76 para un engrane recto con menos de 10 dientes por pulgada.

Deflexión máxima en el engrane:

$$\delta_{\mathrm{eng}} = 0.0458\ \mathrm{mm}$$

Deflexión permisible:

$$\delta_{perm} = 0.010 \text{ in} = 0.254 \text{ mm}$$

Entonces:

$$\delta_{eng} < \delta_{perm}$$
$$0.0458 \text{ mm} \ll 0.254 \text{ mm}$$

El eje cumple satisfactoriamente el diseño por rigidez, además, el catálogo de AVE Chain & Conveyor Components, en su apartado de diseño de bandas modulares expone límites de flexión y torsión máxima permisibles. En la figura 77 se muestra la configuración del eje motriz según el catálogo de AVE Chain & Conveyor Components.

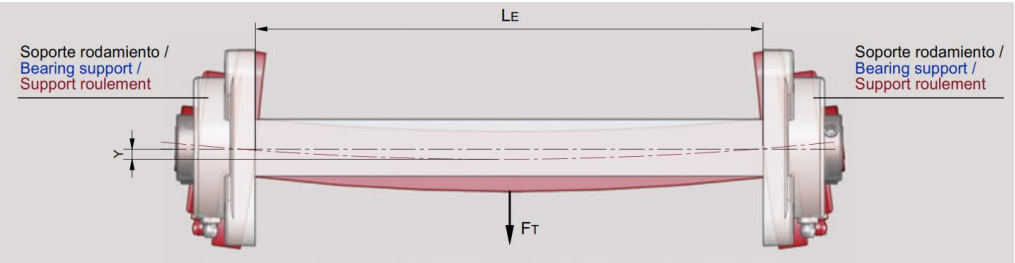


Figura 77. Eje con 2 soportes de rodamientos
Fuente: (AVE Chain & Conveyors Components, 2014)

La carga total del eje está definida por la ecuación 60.

$$F_T = T_e + W_{eje} * L_{eje} \quad (60)$$

Donde:

F_T: Carga total en el eje – [N]
T_e: Tensión efectiva de la banda transportadora [N]
W_{eje}: Peso del eje por unidad de longitud – [N/m]
L_{eje}: longitud total del eje – [mm]

$$F_T = 1443.54\ N + 59.25\frac{N}{m} * 450\ mm = 1470.2\ N$$

La deflexión del eje está definida por la ecuación 61.

$$\delta_{eje} = \frac{5 * F_T * Le^3}{384 * E * I} \quad (61)$$

Donde:

δ_{eje}: Deflexión real del eje – [mm]

F_T: Carga total en el eje – [N] – Ec. 60

Le: Longitud efectiva del eje – [mm]

E: Módulo de Young – [GPa]

I: Momento de Inercia del eje – [mm^4] – Ver anexo 4

$$\delta_{eje} = \frac{5 * 1470.2\ N * (200\ mm)^3}{384 * 206\ GPa * 7.366 * 10^4\ mm^4} = 0.01\ mm$$

La deflexión máxima permisible para un eje con 2 soportes de rodamientos es:

$$\delta_{máx} = 2.5\ mm$$

$$\delta_{eje} < \delta_{máx}$$

$$0.01\ mm \ll 2.5\ mm$$

La torsión del eje está definida por la ecuación 62.

$$\propto = \frac{180 * T_e * Dp * L_{eje}}{2 * \pi * G * I_t} \quad (62)$$

Donde:

$\propto$: Torsión real del eje – [mm]

T_e: Tensión efectiva de la banda transportadora [N]

Dp: Diámetro primitivo del eje – [mm]

L_{eje}: longitud total del eje – [mm]

G: Módulo de cizalladura – [GPa]

I_t: Momento torsor del eje – [mm^4] – Ver anexo 4

$$\propto = \frac{180 * 1443.54\ N * 147.21\ mm * 450\ mm}{2 * \pi * 82\ GPa * 1.5 * 10^5\ mm^4} = 0.223\ mm$$

La torsión máxima permisible está definida por la ecuación 63:

$$\propto_{máx} = 0.0005 * L_{eje} \tag{63}$$

Donde:

$\propto_{máx}$: Torsión máxima permisible – [mm]

L_{eje}: longitud total del eje – [mm]

$$\propto_{máx} = 0.0005 * 450\ mm = 0.225\ mm$$

$$\propto < \propto_{máx}$$

$$0.223\ mm \ll 0.225\ mm$$

El eje cumple completamente todas las condiciones de diseño que establece el catálogo de la AVE Chain & Conveyor Components, estando dentro de los límites de deflexión y torsión establecidos.

D. Diseño por Vibraciones

El diseño por vibraciones permite evaluar si la frecuencia de trabajo del eje no supera a la frecuencia natural, ya que de ser el caso el eje entraría en resonancia provocando el fallo. La frecuencia natural del eje está definida por la ecuación 64.

$$Wn = \sqrt{g * \frac{W_{eje} * \delta_{eje} + W_{eng} * \delta_{eng}}{W_{eje} * {\delta_{eje}}^2 + W_{eng} * {\delta_{eng}}^2}} \tag{64}$$

Donde:

Wn: Frecuencia natural – [rpm]

W_{eje}: Peso del eje – [N]

W_{eng}: Peso del engrane – [N]

δ_{eje}: Deflexión del eje – [mm]

δ_{eng}: Deflexión del engrane – [mm]

$$Wn = \sqrt{9.81\frac{m}{s^2} * \frac{26.66\ N * 0.0013\ mm + 4.315\ N * 0.046\ mm}{26.66\ N * (0.0013\ mm)^2 + 4.315\ N * (0.046\ mm)^2}}$$

$$Wn = 4778.7\ rpm$$

La relación frecuencia de trabajo vs frecuencia natural es:

$$\frac{n_2}{Wn} = \frac{16.6\ rpm}{4778.7\ rpm} = 0.003$$

Para que el eje se encuentre fuera del rango de resonancia debe estar fuera del rango entre 0.7 y 1.3 (Ver Figura 78).

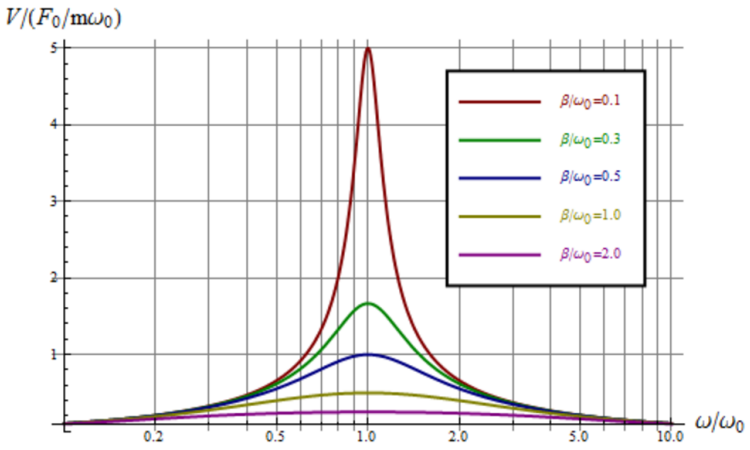


Figura 78. Curvas de Resonancia

Fuente: (Universidad de Sevilla, 2012)

Las zonas a la izquierda de 0.7 y a la derecha de 1.3 se consideran zonas seguras, en este caso, el valor de 0.003 es mucho menor al límite inferior de la zona segura, lo que garantiza que el eje no va a entrar en resonancia y por tanto fallar. Esto ya se tenía contemplado, pues las revoluciones a la que opera el eje son muy bajas.

4.2 Diseño del Brazo Clasificador

El mecanismo de Hoeckens es el corazón del brazo clasificador, su principal ventaja es que describe una trayectoria rectilínea en el avance ideal para empujar los paquetes de toallas higiénicas y una trayectoria circular ideal para el retorno del brazo clasificador a su posición de origen sin interferir ni con el ingreso de nuevo producto o los canjilones de la banda de empaquetado.

4.2.1 Modelamiento del mecanismo de Hoeckens

El mecanismo de Hoeckens se puede modelar como un mecanismo de 4 barras articuladoras, se debe partir de definir los grados de libertad.

Criterio de Grubler

Permite calcular el número de grados de libertad de un mecanismo. Los grados de libertad del mecanismo están definidos por la ecuación 65.

$$\mathrm{Gr} = 3 * (\mathrm{N} - 1) - 2 * f_1 - f_2 \tag{65}$$

Donde:

Gr: Grados de libertad del mecanismo – [adimensional]
N: Número de eslabones – [adimensional]
f_1: Número de pares cinemáticos de 1 grado de libertad – [adimensional]
f_2: Número de pares cinemáticos de 2 grado de libertad – [adimensional]

$$\mathrm{Gr} = 3 * (4 - 1) - 2 * 4 - 0 = 1$$

Ley de Grashof

Se debe cumplir la condición de que no exista posición límite de apertura ni de cierre en un mecanismo de 4 barras, para garantizar que, al menos un elemento pueda realizar una revolución completa. El mecanismo de Hoeckens debe obligatoriamente realizar una revolución completa en su barra motriz, para ello debe cumplir la Ley de Grashof que dice que la suma de la barra más pequeña más la suma de la barra más grande debe ser menor o igual a la suma de las otras 2 barras. Hoeckens establece condiciones de relación para cada uno de sus elementos (ver figura 79).

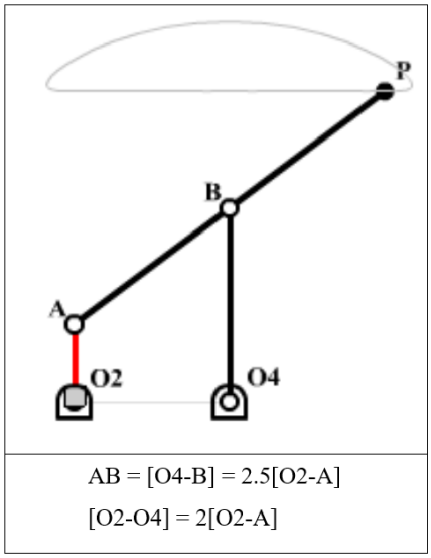


Figura 79. Dimensiones estándar del M. Hoeckens

Después de realizar en análisis de movimiento del mecanismo, Karl Hoeckens determinó las dimensiones según las cuales no se genera interferencia entre los eslabones y la trayectoria del mecanismo es la deseada (ver figura 81), en base a eso se dimensiona la longitud para cada eslabón como se muestra a continuación.

$$O2A = 50\ \text{mm}$$
$$O2O4 = 2 * O2A = 100 * \text{mm}$$
$$O4B = 2.5 * O2A = 125 * \text{mm}$$
$$AB = O4B = 125 * \text{mm}$$

La ley de Grashof está definida por la ecuación 66.

$$O2A + AB \leq O2O4 + O4B \quad (66)$$

Donde:

O2A: Eslabón motriz – [mm]
AB: Eslabón AB – [mm]
O2O4: Eslabón imaginario O2O4 – [mm]
O4B: Eslabón 04B – [mm]

$$50\ \text{mm} + 125\ \text{mm} \leq 100\ \text{mm} + 125\ \text{mm}$$
$$175\ \text{mm} \leq 225\ \text{mm}$$

El mecanismo cumple la Ley de Grashof, lo que garantiza que el eslabón motriz O2A puede realizar una revolución completa.

Consideraciones previas de diseño

Todo componente de una máquina debe realizarse bajo los criterios del diseño estático y el diseño dinámico, sin embargo, se sabe que el mecanismo no va a funcionar a más de 100 rpm, tampoco trabaja de forma continua, las cargas cíclicas que se aplican son muy bajas, el torque es constante. Cuando se tiene este conjunto de características de operación, sobre todo que el mecanismo trabaja a bajas revoluciones se dice que el mecanismo opera en condiciones estáticas por lo que se puede descartar el diseño dinámico. En la figura 82 se muestra el mecanismo de Hoeckens modelado como un sistema simple de 4 barras, con la fuerza de rozamiento Fr aplicada en el punto P producto del rozamiento entre la superficie de los paquetes de toallas higiénicas y la superficie de la banda.

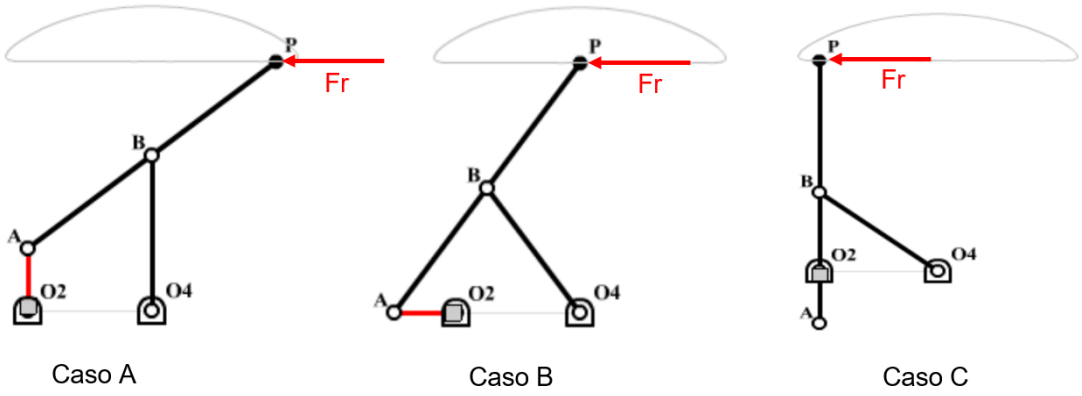


Figura 80. Fuerza de rozamiento

Como se puede aprecia en la figura 80, existen 3 casos posibles en función de la posición del punto P para analizar los esfuerzos que se producen en los elementos, para el mismo valor de Fuerza de rozamiento. La fuerza de rozamiento está definida por la ecuación 67.

$$F_r = \text{uBp} * \text{Wpaq} \tag{67}$$

Donde:

F_r: Fuerza de rozamiento – [N]

W_{paq}: Peso del bloque de paquetes de toallas higiénicas – [kgf]

uBp: Coeficiente de rozamiento entre banda y el producto

$$\text{F}_\text{r} = 0.16 * 0.65 \text{ kgf} = 1.02 \text{ N}$$

Análisis Caso A

Las reacciones presentes en el mecanismo de Hoeckens para la posición del caso A de la figura 80, se muestra en la figura 81 mostrada a continuación.

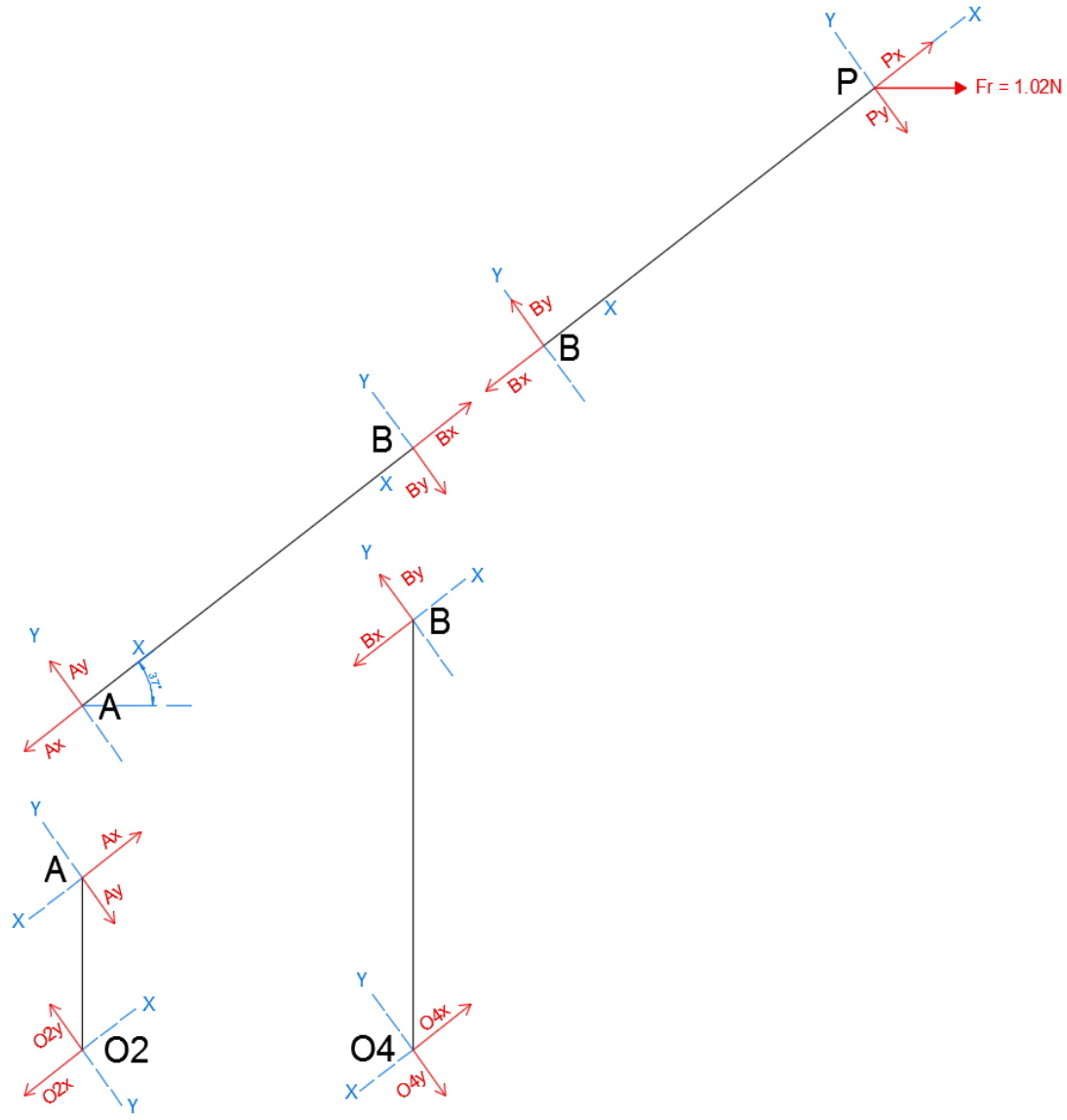


Figura 81. DCL para Caso A

La descomposición de fuerzas en los ejes X y Y están definidos por las ecuaciones 67 y 68 respectivamente.

$$P_x = F_r * \cos(\theta) \tag{67}$$

Donde:

P_x: Reacción en el eje X – [N]

F_r: Fuerza de rozamiento – [N]

θ: Ángulo de la fuerza de rozamiento respecto al eje X positivo – [°]

$$P_x = 1.02\ \text{N} * \cos(36.87°) = 0.82\ \text{N}$$

$$P_y = F_r * \text{sen}(\theta) \tag{68}$$

Donde:

P_y: Reacción en el eje Y – [N]

F_r: Fuerza de rozamiento – [N]

θ: Ángulo de la fuerza de rozamiento respecto al eje X positivo – [°]

$$P_x = 1.02\ \text{N} * \text{sen}(36.87°) = 0.61\ \text{N}$$

Para el caso A, el elemento que soporta la mayor carga es el eslabón AB y BP, se debe calcular un área transversal capaz de resistir una carga P_x = 0,82 N.

Caso B:

Para el caso B, se debe realizar un análisis de las reacciones que actúan sobre el mecanismo de Hoeckens en la posición que muestra la figura 82 - caso B. La mayor carga actúa sobre el elemento O2A equivalente a 1.02 N, se debe calcular un área transversal capaz de resistir una carga P_x = 1.0 N para el elemento O2A.

Caso C:

Para el caso C, se debe realizar un análisis de las reacciones que actúan sobre el mecanismo de Hoeckens en la posición que muestra la figura 82 - caso C. La mayor carga actúa sobre el elemento O4B equivalente a 0.82 N, se debe calcular un área transversal capaz de resistir una carga P_x = 0.82 N para el elemento O4B. El elemento AB, BP y 04B tienen las mismas condiciones de carga, por lo que el análisis del área necesaria será generalizado para los 3 elementos.

4.2.2 Esfuerzo Normal por Tracción

El elemento AB, BP y 04B se modelan como una placa como muestra la figura 82 a continuación, la sección de mayor esfuerzo por tracción es aquella donde se encuentra en concentrador de esfuerzos que es donde se halla el agujero pasante. El concentrador de esfuerzos generado por el agujero pasante se muestra en la figura 83.

Figura 82. Eslabón a tracción

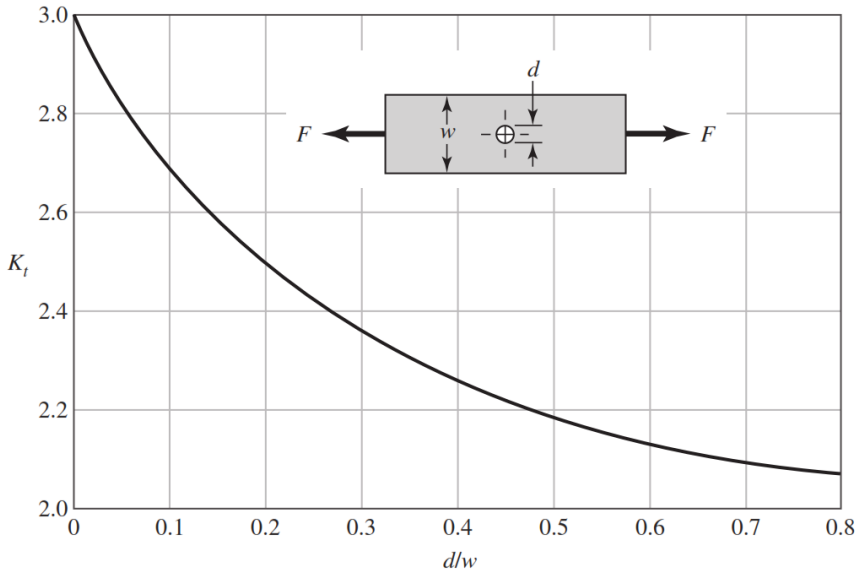


Figura 83. Concentrador de esfuerzo para barra sometido a tracción

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

El esfuerzo normal por tracción para el eslabón AB, BP y O4B está definido por la ecuación 69.

$$\sigma_{t1} = \frac{P1}{(w-d) * t_1} * k_t \qquad (69)$$

Donde:

σ_{t1}: Esfuerzo Normal de Tracción – [N]

P1: Fuerza de tracción – [N]

t_1: Espesor del eslabón – [mm]

k_t: Concentrador de esfuerzos – [mm] – ver figura 83.

w: Ancho de la barra – [mm]

d: Diámetro del agujero pasante – [mm]

$$\sigma_{t1} = \frac{0.82N}{42mm - 32mm} * 2.1 = 172.2 * \frac{N}{m}$$

Nótese que no se puso el valor del espesor t_1 ya que es la variable a determinar. Los esfuerzos principales están determinados por la ecuación 70.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + {\tau_{xy}}^2} \quad (70)$$

Donde:

$\sigma_{1,2}$: Esfuerzos principales – [N/m]

σ_x: Esfuerzo en el eje X – [N/m]

σ_y: Esfuerzo en el eje Y – [N/m]

τ_{xy}: Cortante transversal – [N/m]

$$\sigma_1 = \frac{172.2 * \frac{N}{m} + 0}{2} + \sqrt{\left(\frac{172.2 * \frac{N}{m} - 0}{2}\right)^2 + 0} = 172.2 * \frac{N}{m}$$

$$\sigma_2 = \frac{172.2 * \frac{N}{m} + 0}{2} - \sqrt{\left(\frac{172.2 * \frac{N}{m} - 0}{2}\right)^2 + 0} = 0$$

El cortante trasversal está determinado por la ecuación 71.

$$\tau_{max} = \left|\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}\right| \quad (71)$$

Donde:

τ_{max}: Cortante máximo – [N/m]

$\sigma_{1,2}$: Esfuerzos principales – [N/m] – Ec. 70

$$\tau_{max} = \frac{172.2 * \frac{N}{m} - 0 * \frac{N}{m}}{2} = 86.1 * \frac{N}{m}$$

El esfuerzo equivalente está determinado por la ecuación 55 ya que el material del eslabón es el mismo que el de la chaveta.

$$\sigma_{eqv} = \frac{Sy_{ch}}{FS_{eslabón}} \quad (55)$$

$$\sigma_{eqv} = \frac{36 \text{ ksi}}{3} = 82.74 \text{ MPa}$$

Se debe delimitar una zona segura para trabajar, para ello se utiliza la Teoría de Fallas, se procede con criterio conservador y se aplica la Teoría del esfuerzo cortante máximo (TECM) que está definido por la ecuación 72 de la cual se procede a despejar el espesor.

$$\sigma_{eqv} = 2 * \tau_{max} \quad (72)$$

Donde:

τ_{max}: Cortante máximo – [N/m]

σ_{eqv}: Esfuerzos equivalente – [N/m] – Ec. 55

$$t_1 = \frac{2 * 86.1 * \frac{N}{m}}{82.74 \text{ MPa}} = 2.081 * 10^{-3} * mm$$

El elemento 02A se modelan como una placa como muestra la figura 84 a continuación, la sección de mayor esfuerzo es donde se encuentra el concentrador de esfuerzos ocasionado por el agujero pasante. El esfuerzo normal por tracción O2A está definido por la ecuación 69. El concentrador de esfuerzos se toma de la figura 83.

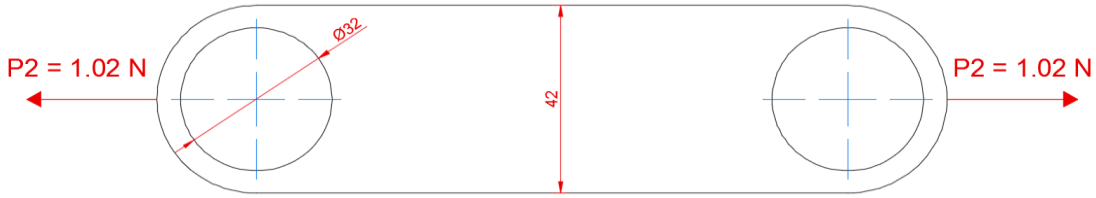


Figura 84. Eslabón a tracción

$$\sigma_{t2} = \frac{P2}{(w-d)*t_2} * k_t \tag{69}$$

$$\sigma_{t1} = \frac{1.02\ N}{42mm - 32mm} * 2.1 = 214.2 * \frac{N}{m}$$

Nótese que no se puso el valor del espesor t_1 ya que es la variable a determinar. Los esfuerzos principales están determinados por la ecuación 70.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + {\tau_{xy}}^2} \tag{70}$$

$$\sigma_1 = \frac{214.2 * \frac{N}{m} + 0}{2} + \sqrt{\left(\frac{214.2 * \frac{N}{m} - 0}{2}\right)^2 + 0} = 214.2 * \frac{N}{m}$$

$$\sigma_2 = \frac{214.2 * \frac{N}{m} + 0}{2} - \sqrt{\left(\frac{214.2 * \frac{N}{m} - 0}{2}\right)^2 + 0} = 0$$

El cortante trasversal está determinado por la ecuación 71.

$$\tau_{max} = \left|\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}\right| \tag{71}$$

$$\tau_{max} = \frac{214.2 * \frac{N}{m} - 0 * \frac{N}{m}}{2} = 107.1 * \frac{N}{m}$$

Se debe delimitar una zona segura para trabajar, para ello se utiliza la Teoría de Fallas, se procede con criterio conservador y se aplica la Teoría del esfuerzo cortante máximo (TECM) que está definido por la ecuación 72 de la cual se procede a despejar el espesor.

$$\sigma_{eqv} = 2 * \tau_{max} \tag{72}$$

Donde:

τ_{max}: Cortante máximo – [N/m]

σ_{eqv}: Esfuerzos equivalente – [N/m] – Ec. 55

$$t_1 = \frac{2 * 107.1 * \frac{N}{m}}{82.74 \text{ MPa}} = 2.59 * 10^{-3} * mm$$

La carga para vencer la fuerza de rozamiento que generan los paquetes de toallas higiénicas sobre la banda es tan pequeña debido al poco peso que tienen los mismos, el esfuerzo que se ejerce sobre sus elementos es insignificante, cualquier espesor sobre 1 mm es más que suficiente para cumplir con los requerimientos de diseño.

El espesor del elemento viene dado por el espesor del rodamiento, ya que en él debe ir alojado un rodamiento rígido de bolas, el espesor tanto para el elemento O2A, O4B, AB y BP es de 9 mm. En la figura 85 mostrada a continuación se puede observar la simulación del mecanismo Hoeckens, la línea rosada muestra la trayectoria del nodo P y B, en el punto P se observa la fuerza Fr.

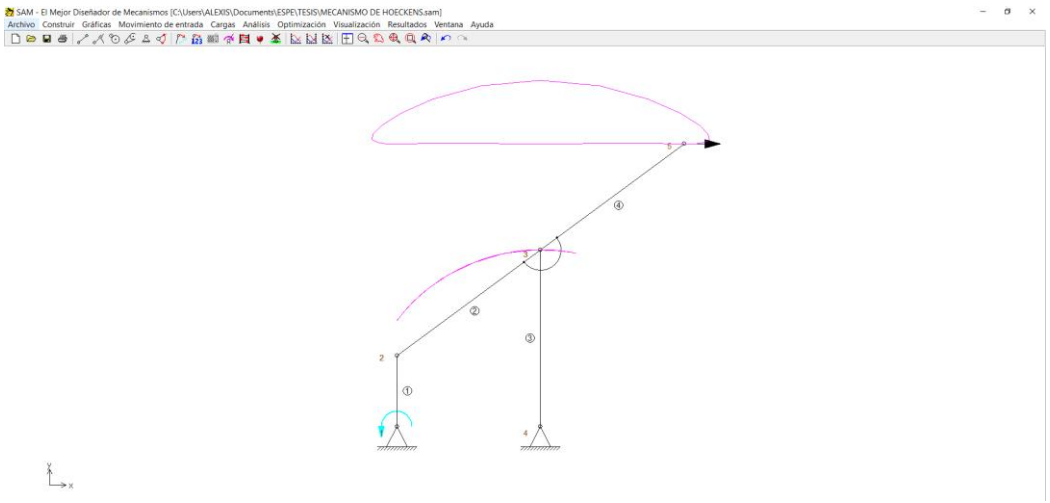


Figura 85. Simulación del mecanismo de Hoeckens

Fuente: (CAD)

En el programa CAD se puede modelar el mecanismo incluido el peso de los elementos y su inercia, así se puede tener una mayor aproximación del torque necesario para mover el mecanismo. En la figura mostrada a continuación (ver figura 86) se muestra la curva correspondiente al torque máximo producido en el desplazamiento del mecanismo.

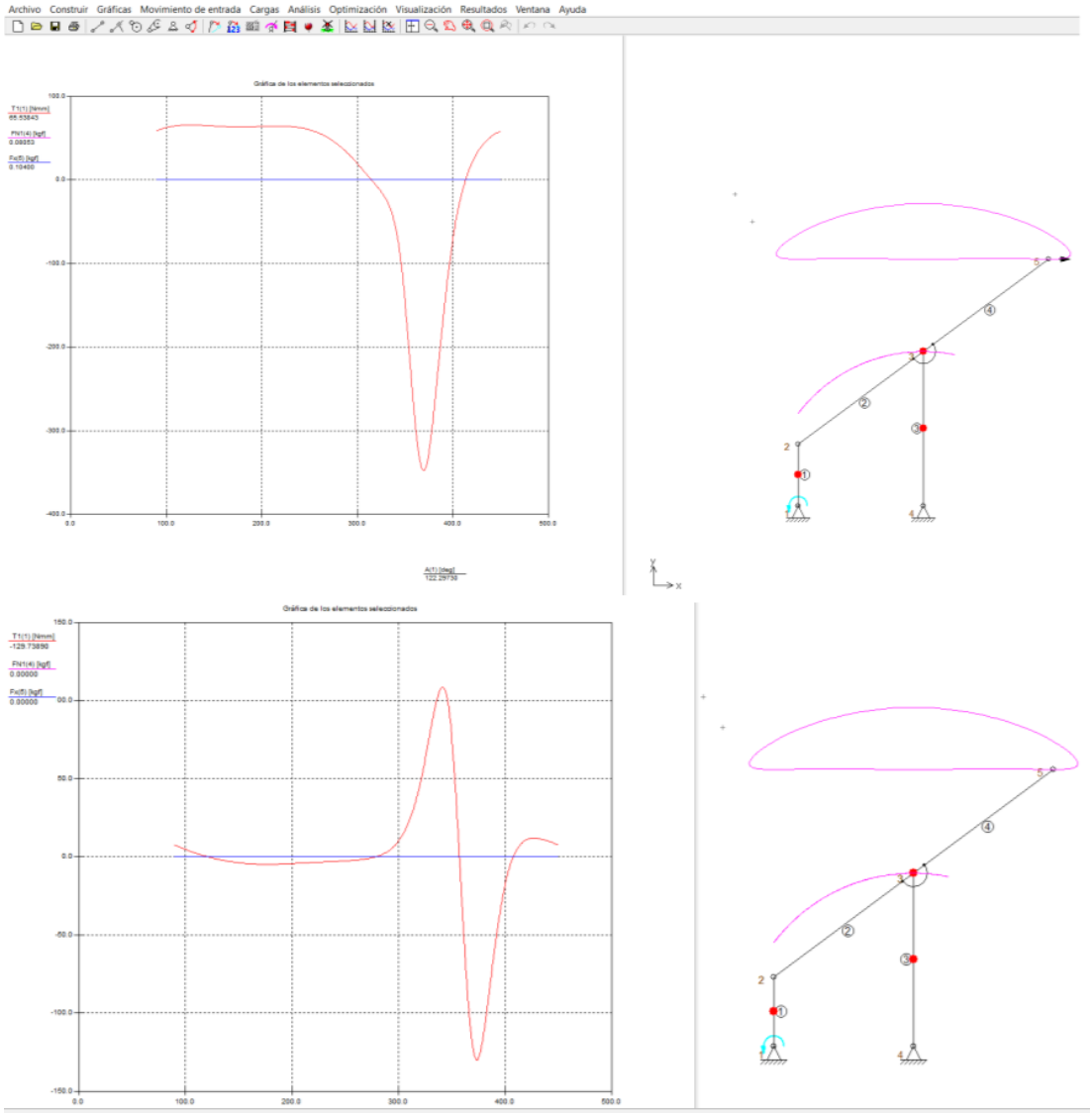


Figura 86. Torque máximo por ángulo de giro

Fuente: (CAD)

El torque que demanda el mecanismo es de 250 N*mm, la velocidad angular mínima esperada es de 22 rpm, con esos valores el motor necesario es de 0.01 hp, un valor bastante bajo. En el catálogo de Siemens el motor con la menor capacidad existente es el modelo 2KJ1702 – CE13 – K1, se recomienda usar un motor y reductor del catálogo MOTOX de Siemens correspondiente al modelo 2KJ1702 – 5CE13 – 1AK1, sin embargo, en el mercado ecuatoriano la disponibilidad de modelos es muy reducida, el modelo más bajo es de medio hp, por lo que se resuelve diseñar bajo estas limitaciones ya que en caso de usar un modelo de menor capacidad no presentaría ningún problema. El motorreductor seleccionado es:

- Motor Siemens: 1LA7 070 4YA60
- Reductor: 2KJ1702 - 5CE13 - 1AK1

4.2.3 Diseño mecánico del eje

Para realizar un correcto diseño de un eje se debe realizar secuencialmente los 4 tipos de diseños descritos a continuación:

- Diseño Geométrico
- Diseño por Resistencia
- Diseño por Rigidez
- Diseño por Vibraciones

A. Diseño Geométrico

Se determina geometría del eje, es decir los escalones que tiene el eje y su longitud. En la figura 87 mostrada a continuación se muestra el eje motriz para la banda trasportadora. L_1 = 90 mm, L_2 =30 mm, L_3 = 45 mm y L_4 = 30 mm.

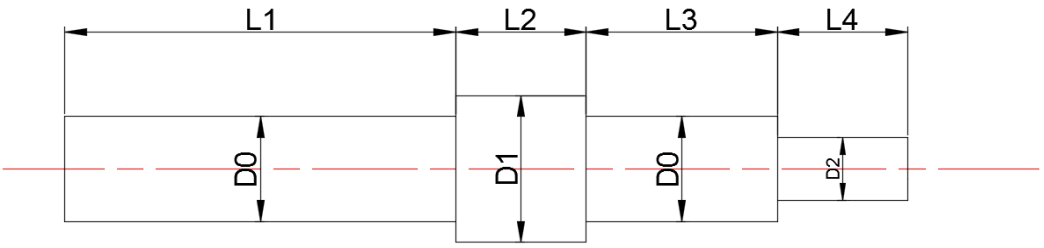


Figura 87. Geometría del eje del brazo clasificador

B. Diseño por Resistencia

La finalidad principal del diseño por resistencia es determinar un diámetro mínimo capaz de resistir los esfuerzos producto de las cargas a las que se encuentra sometido el eje. El torque al que está sometido el eje está determinado por la ecuación 31.

$$T_o = \frac{P_{motor} * \varepsilon}{n_2} \tag{31}$$

$$T_o = \frac{0.5\ hp * 54\ \%}{26.5\ rpm} = 88\ N * m$$

El torque es suministrado por el motor y consumido por el eslabón motriz que se ubica en el punto D, los rodamientos se ubican en los puntos B y C. El diagrama de fuerzas para el eje motriz se muestra en la figura 88 mostrada a continuación.

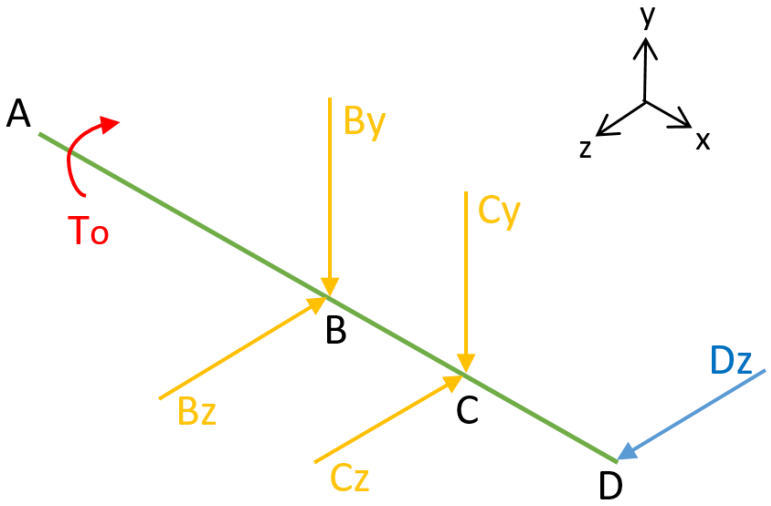


Figura 88. Diagrama de fuerzas del eje del brazo

La fuerza tangencial en el punto D está definida por la ecuación 32.

$$Ft_B = \frac{T_o}{O2A} \tag{32}$$

$$Ft_B = \frac{88\ N * m}{50\ mm} = 1759.95\ N$$

By y Bz son reacciones del rodamiento en el punto B. Cy y Cz son reacciones del rodamiento en el punto C. Dz es la Fuerza Tangencial en el punto D, además, To es el torque en el eje. (ver figura 88). En la figura 89 mostrada a continuación se indica los diagramas de cortante y momento que se producen en el eje analizados en el plano XZ, además se indica los valores de las reacciones Bz, Cz y Mxz.

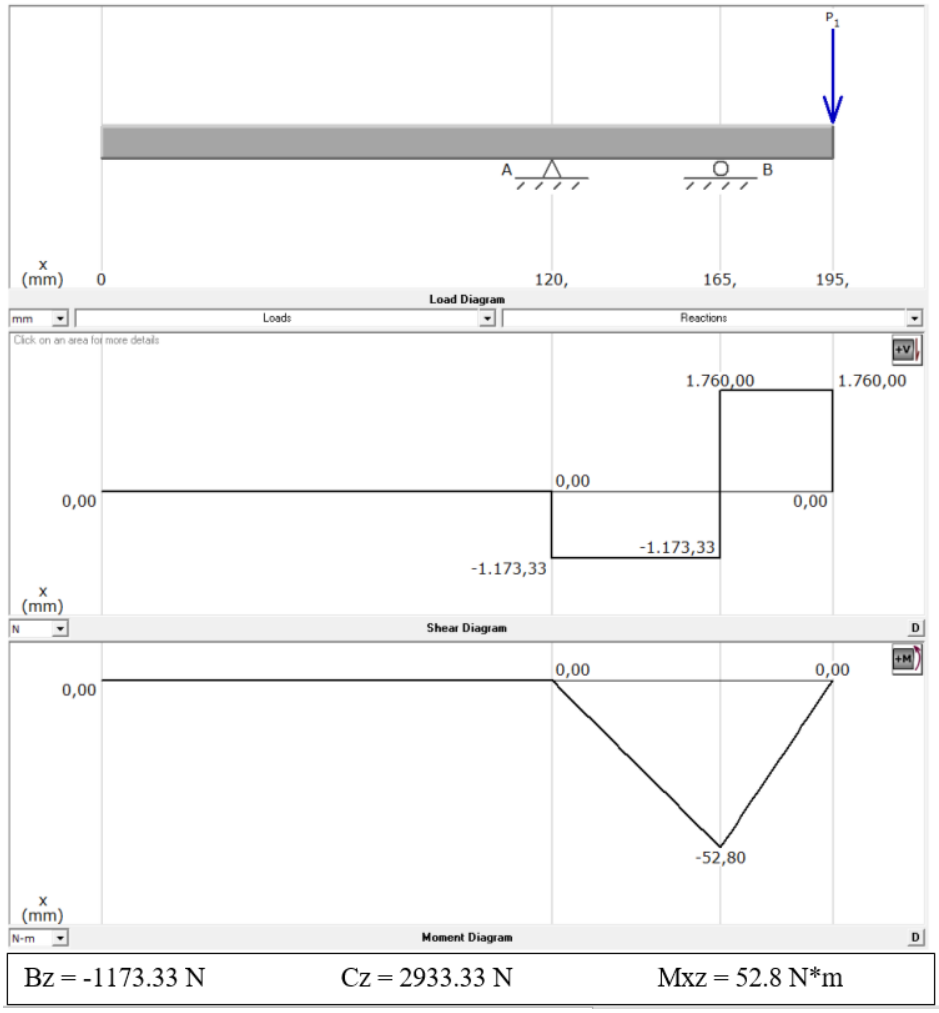


Figura 89. Diagrama de fuerzas del eje – Plano XZ

Fuente: (CAD)

La sección crítica es en el punto C, donde se produce el momento máximo. El momento total al que está sometido el eje está definido por la ecuación 34.

$$M_T = \sqrt{{M_{xy}}^2 + {M_{xz}}^2} \tag{34}$$

$$M_T = \sqrt{0 + (52.8\ N * m)^2} = 52.8\ N * m$$

El momento total produce esfuerzo normal por flexión en el eje, la ecuación del esfuerzo normal por flexión está definido por la ecuación 35, con el fin de simplificar los cálculos se toma D = 1, para posteriormente despejarlo y obtener el diámetro mínimo requerido para la sección crítica en el punto C.

$$\sigma_b = \frac{32 * M_T}{\pi * D^3} \tag{35}$$

$$\sigma_b = \frac{32 * 52.8\ N * m}{\pi * 1^3} = 537.82\ MPa$$

El torque produce esfuerzo cortante por torsión en el eje, la ecuación del esfuerzo cortante por torsión está definido por la ecuación 36, con el fin de simplificar los cálculos se toma D = 1, para posteriormente despejarlo y obtener el diámetro mínimo requerido para la sección crítica en el punto B.

$$\tau_t = \frac{16 * To}{\pi * D^3} \tag{36}$$

$$\tau_t = \frac{16 * 52.8\ N * m}{\pi * 1^3} = 448.17\ MPa$$

El momento total produce esfuerzos alternantes ya que la fibra del eje que en un momento dado se encuentra en la parte superior está sometida a compresión y cuando se halla en la parte inferior está sometida a tracción. El torque es constante durante todo el tiempo de operación, producto de eso se produce esfuerzos medios constantes. El esfuerzo medio para Esfuerzo normal por flexión está definido por la ecuación 37.

$$\sigma_{bm} = \frac{\sigma_{b\ máx} + \sigma_{b\ min}}{2} \tag{37}$$

$$\sigma_{bm} = \frac{537.82\ MPa + (-537.82\ MPa)}{2} = 0$$

El esfuerzo alternante para Esfuerzo normal por flexión está definido por la ecuación 38.

$$\sigma_{ba} = \frac{\sigma_{b\ máx} - \sigma_{b\ min}}{2} \tag{38}$$

$$\sigma_{ba} = \frac{537.82\ MPa - (-537.82\ MPa)}{2} = 537.82\ MPa$$

El torque del motor que alimenta el eje motriz es transferido al eslabón motriz por medio de una chaveta, para alojar la chaveta el eje debe tener una cavidad tallada en el eje motriz produciendo un concentrador de esfuerzos. El factor k_f que modifica el esfuerzo alternante por flexión (σ_{ba}) está definido por la ecuación 39, factor de concentración de esfuerzos k_t se obtiene de la figura 70.

$$k_f = 1 + (k_t - 1) * q \tag{39}$$
$$k_f = 1 + (2.15 - 1) * 1 = 2.15$$

El esfuerzo alternante por flexión real está definido por la ecuación 40.

$$\sigma_{ba\,F} = k_f * \sigma_{ba} \tag{40}$$
$$\sigma_{ba\,F} = 2.1 * 537.82\ \text{N} * \text{m} = 1129.42\ \text{N} * \text{m}$$

El esfuerzo medio para Esfuerzo cortante por torsión está definido por la ecuación 41.

$$\tau_{tm} = \frac{\tau_{t\,máx} + \tau_{t\,mín}}{2} \tag{41}$$
$$\tau_{tm} = \frac{448.17\ \text{MPa} + 448.17\ \text{MPa}}{2} = 448.17\ \text{MPa}$$

El esfuerzo alternante para Esfuerzo cortante por torsión está definido por la ecuación 42.

$$\tau_{ta} = \frac{\tau_{t\,máx} - \tau_{t\,mín}}{2} \tag{42}$$
$$\tau_{tm} = \frac{448.17\ \text{MPa} - 448.17\ \text{MPa}}{2} = 0$$

El torque del motor que alimenta el eje motriz es transferido al eslabón motriz por medio de una chaveta, para alojar la chaveta el eje debe tener una cavidad tallada en el eje motriz produciendo un concentrador de esfuerzos. El factor k_{ts} que modifica el

esfuerzo medio por torsión (τ_{tm}) se obtiene de la figura 71. El esfuerzo medio por torsión real está definido por la ecuación 43.

$$\tau_{tm\,F} = k_{ts} * \tau_{tm} \tag{43}$$
$$\tau_{tm\,F} = 1.7 * 448.17\ \text{MPa} = 761.89\ \text{N} * \text{m}$$

Ya que existen valores para esfuerzos medios y alternantes tanto para flexión como torsión es preciso calcular los esfuerzos medios equivalente y alterantes equivalente. El esfuerzo medio equivalente está definido por la ecuación 44.

$$\sigma_{m\,Eqv} = \sqrt{{\sigma_{bm}}^2 + 4 * {\tau_{tm\,F}}^2} \tag{44}$$
$$\sigma_{m\,Eqv} = \sqrt{0^2 + 4 * (761.89\ \text{N} * \text{m})^2} = 1523.78\ \text{N} * \text{m}$$

El esfuerzo alternante equivalente está definido por la ecuación 45.

$$\sigma_{a\,Eqv} = \sqrt{{\sigma_{ba\,F}}^2 + 4 * {\tau_{ta}}^2} \tag{45}$$
$$\sigma_{a\,Eqv} = \sqrt{(1129.42\ \text{N} * \text{m})^2 + 4 * 0^2} = 1129.42\ \text{N} * \text{m}$$

La teoría de Criterio de falla de Soderberg permite definir una zona segura para el diseño, donde los límites para el esfuerzo alternante y medio son la resistencia a la fatiga y la resistencia a la fluencia respectivamente. El Criterio de falla de Soderberg está definido por la ecuación 48, de la cual se procede a despejar el diámetro para determinar el valor mínimo aceptable para la zona crítica en el punto C.

$$\frac{Sy}{FS_{e1}} = \sigma_{m\,Eqv} + \frac{Sy}{Se} * \sigma_{a\,Eqv} \tag{48}$$
$$D = \sqrt[3]{\left(1523.78\text{N} * \text{m} + \frac{687\ \text{MPa}}{254.1\ \text{MPa}} * 1129.42\ \text{N} * \text{m}\right) * \frac{2}{687\ \text{MPa}}}$$
$$D = 22.79\ \text{mm}$$

El diámetro para el punto C es:

$$D_0 = 25 \text{ mm}$$

$$\frac{D_0}{D_2} \leq 1.3$$

$$D_2 \geq 19.23 \text{ mm}$$

El diámetro para la sección L_4 es:

$$D_2 = 20 \text{ mm}$$

$$\frac{D_1}{D_0} \leq 1.3$$

$$D_1 \geq 32.5 \text{ mm}$$

El diámetro para la sección L_2 es:

$$D_1 = 35 \text{ mm}$$

Conocido el diámetro para cada sección del eje y las longitudes de cada tramo se procede a verificar los esfuerzos en el eje considerando el peso propio del eje y el peso del eslabón motriz. En la figura 90 mostrada a continuación se indica los diagramas de cortante y momento que se producen en el eje analizados en el plano XY considerando el peso del eslabón motriz ($W_{eslabon}$ = 3.54 N) y el peso propio del eje (W_{eje} = 39.72 N/m), además se indica los valores de las reacciones By, Cy y Mxy.

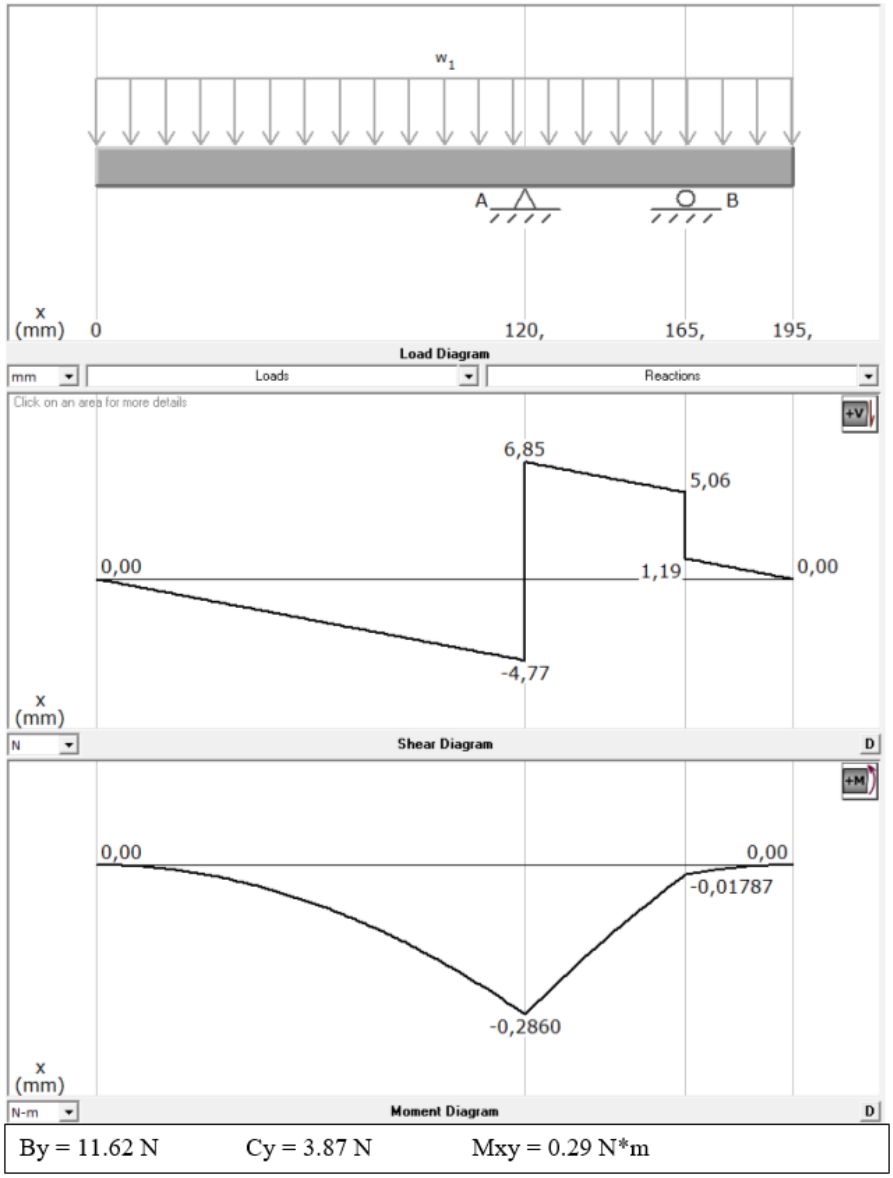


Figura 90. Diagrama de fuerzas del eje – Plano XY

Fuente: (CAD)

Para el plano XZ, los valores son los mismos, ya que no existe ninguna fuerza o momento producto de considerar el peso del eje y el eslabón motriz. El momento total al que está sometido el eje está definido por la ecuación 34.

$$M_{T2} = \sqrt{{M_{xy}}^2 + {M_{xz}}^2} \tag{34}$$

$$M_{T2} = \sqrt{(52.8\ N * m)^2 + (0.29 N * m)^2} = 52.8\ N * m$$

La diferencia entre el M_T y M_{T2} es prácticamente cero, por lo que se resuelve despreciar los efectos del peso del eje y el eslabón motriz, no son significantes para considerar evaluar nuevamente el diámetro del eje en ninguna de sus posiciones.

Uno de los elementos más críticos en el diseño de un eje son los rodamientos, generalmente son los primeros en fallar, por tal razón es preciso realizar una adecuada selección de estos. El tipo de rodamiento y los lineamientos para seleccionarlos se realizará en base al catálogo de rodamientos FAG (ver Anexo 2). Para velocidades angulares mayores a 10 rpm se realiza análisis dinámico. Las condiciones de operación de los rodamientos del brazo clasificador son las mismas de la banda transportadora. La vida nominal del rodamiento está definida por la ecuación 50.

$$L_{10} = \frac{V_{tr} * n_2}{10^6} \tag{50}$$

$$L_{10} = \frac{15000\ \text{hr} * 26.5\ \text{rpm}}{10^6} = 23.85\ \text{millones de ciclos}$$

La fuerza radial resultante en el punto B está definida por la ecuación 51.

$$Fr_B = \sqrt{{By_2}^2 + Bz^2} \tag{51}$$

$$Fr_A = \sqrt{(11.62\ \text{N})^2 + (-1173.33\ \text{N})^2} = 1173.4\ \text{N}$$

La fuerza radial resultante en el punto C está definida por la ecuación 52.

$$Fr_C = \sqrt{{Cy_2}^2 + Cz^2} \tag{52}$$

$$Fr_C = \sqrt{(3.87\ \text{N})^2 + (2933.33\ \text{N})^2} = 2933.33\ \text{N}$$

La mayor carga se encuentra sobre el rodamiento del punto C, por tal motivo es el que gobierna el diseño. La carga dinámica equivalente está definida por la ecuación 53.

$$P = X * Fr_C + Y * Fa \quad (53)$$

$$P = 1 * 2933.33\ N + 0 * Fa = 2933.33\ N$$

La vida nominal del rodamiento está definida por la ecuación 54, de la cual se despeja la capacidad de carga dinámica, con la capacidad de carga dinámica y el diámetro nominal se procede a seleccionar el rodamiento.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{n_r} \quad (54)$$

$$C = 2933.33\ N * \sqrt[3]{23.85} = 8.4\ kN$$

El modelo de rodamiento seleccionado es el 6005.2ZR, corresponde a un rodamiento rígido de bolas, con 2 tapas de protección, serie 0 y de 25 mm de diámetro nominal. Se usa el mismo modelo de rodamiento tanto para el punto B y el C.

Para transmitir el torque que entrega el motor al eje y del eje al eslabón motriz se debe diseñar la chaveta y chavetero que trabajan a forma de fusible, es decir están diseñados para que se rompan en caso de una sobrecarga, esto significa una gran ventaja ya que además de transmitir torque y potencia cuidan a los elementos más costosos, siempre resulta más efectivo fabricar una chaveta nueva a fabricar una rueda dentada o un eje. Como regla general se debe diseñar la chaveta de un material de menor resistencia que el eje. La chaveta se colocará en la sección L_1 para el motor y L_4 para el eje motriz. Para la sección L_1 el material seleccionado para la chaveta es un acero ASTM A36. El esfuerzo equivalente para el ASTM A36 es 165.47 MPa y las dimensiones para ancho y altura de la chaveta se muestran en la figura 76. La fuerza tangencial a la que está sometida la chaveta está definida por la ecuación 56.

$$Ft_{ch} = \frac{2 * T_o}{D_2} \quad (56)$$

$$Ft_{ch} = \frac{2 * 88\ N * m}{25\ mm} = 7039.81\ N$$

El Esfuerzo Cortante Directo está definido por la ecuación 57, de la cual se procederá a despejar la longitud.

$$\tau d = \frac{Ft_{ch}}{w * l} \tag{57}$$

$$l = \frac{7039.81\ N}{8\ mm * 165.47\ MPa} = 5.32\ mm$$

El Esfuerzo normal por Aplastamiento está definido por la ecuación 58, de la cual se procederá a despejar la longitud.

$$\sigma_{apl} = \frac{2 * Ft_{ch}}{h * l} \tag{58}$$

$$l = \frac{2 * 7039.81\ N}{3.3\ mm * 165.47\ MPa} = 25.78\ mm$$

Se debe verificar que la longitud de la chaveta no sea mayor que la longitud máxima permisible, La longitud máxima permisible está definida por la ecuación 59.

$$L_{máx} = 1.5 * D \tag{59}$$

$$L_{máx} = 1.5 * 25mm = 37.5\ mm$$

La longitud necesaria de la chaveta no supera el límite máximo permisible. Las dimensiones de chaveta y chavetero para la sección L_1 se muestran en la tabla 42 mostrada a continuación

Tabla 42.
Dimensiones de chaveta y chavetero para L_1

	Chaveta	**Chavetero**
Ancho	8 mm	8 mm
Altura	6.6 mm	3.3 mm
Longitud	30 mm	30 mm
Radio	4 mm	4 mm
Radio de raíz	0.8 mm	0.8 mm

Para la sección L_4 el material seleccionado para la chaveta es un acero AISI 1040 CD. El esfuerzo equivalente para el AISI 1040 CD 326.67 MPA, las dimensiones para ancho y altura de la chaveta se muestran en el Anexo 6. La fuerza tangencial a la que está sometida la chaveta está definida por la ecuación 56.

$$Ft_{ch} = \frac{2 * T_o}{D_2} \tag{56}$$

$$Ft_{ch} = \frac{2 * 88\ N * m}{20\ mm} = 8799.77\ N$$

El Esfuerzo Cortante Directo está definido por la ecuación 57, de la cual se procederá a despejar la longitud.

$$\tau d = \frac{Ft_{ch}}{w * l} \tag{57}$$

$$l = \frac{8799.77\ \ N}{4.8\ mm * 326.67MPa} = 5.61\ mm$$

El Esfuerzo normal por Aplastamiento está definido por la ecuación 58, de la cual se procederá a despejar la longitud.

$$\sigma_{apl} = \frac{2 * Ft_{ch}}{h * l} \tag{58}$$

$$l = \frac{2 * 8799.77\ N}{2.4\ mm * 326.67\ MPa} = 22.45\ mm$$

Se debe verificar que la longitud de la chaveta no sea mayor que la longitud máxima permisible, La longitud máxima permisible está definida por la ecuación 59.

$$L_{máx} = 1.5 * D \tag{59}$$

$$L_{máx} = 1.5 * 20mm = 30\ mm$$

La longitud necesaria de la chaveta no supera el límite máximo permisible. Las dimensiones de chaveta y chavetero para la sección L_1 se muestran en la tabla 42 mostrada a continuación

Tabla 43.
Dimensiones de chaveta y chavetero para L_4

	Chaveta	**Chavetero**
Ancho	4.8 mm	4.8 mm
Altura	4.8 mm	2.4 mm
Longitud	25 mm	25 mm
Radio	2.4 mm	2.4 mm
Radio de raíz	0.8 mm	0.8 mm

C. Diseño por Rigidez

El diseño por rigidez nos permite determinar que las deflexiones en el eje no sean críticas y que, además, las deflexiones angulares en los rodamientos no excedan el límite máximo permisible, ya que de hacerlo la vida útil de los rodamientos se reduce considerablemente. A continuación, se muestra el diseño del eje motriz de la banda transportadora y sus valores máximos de deflexión angular y lineal. (ver Figura 91)

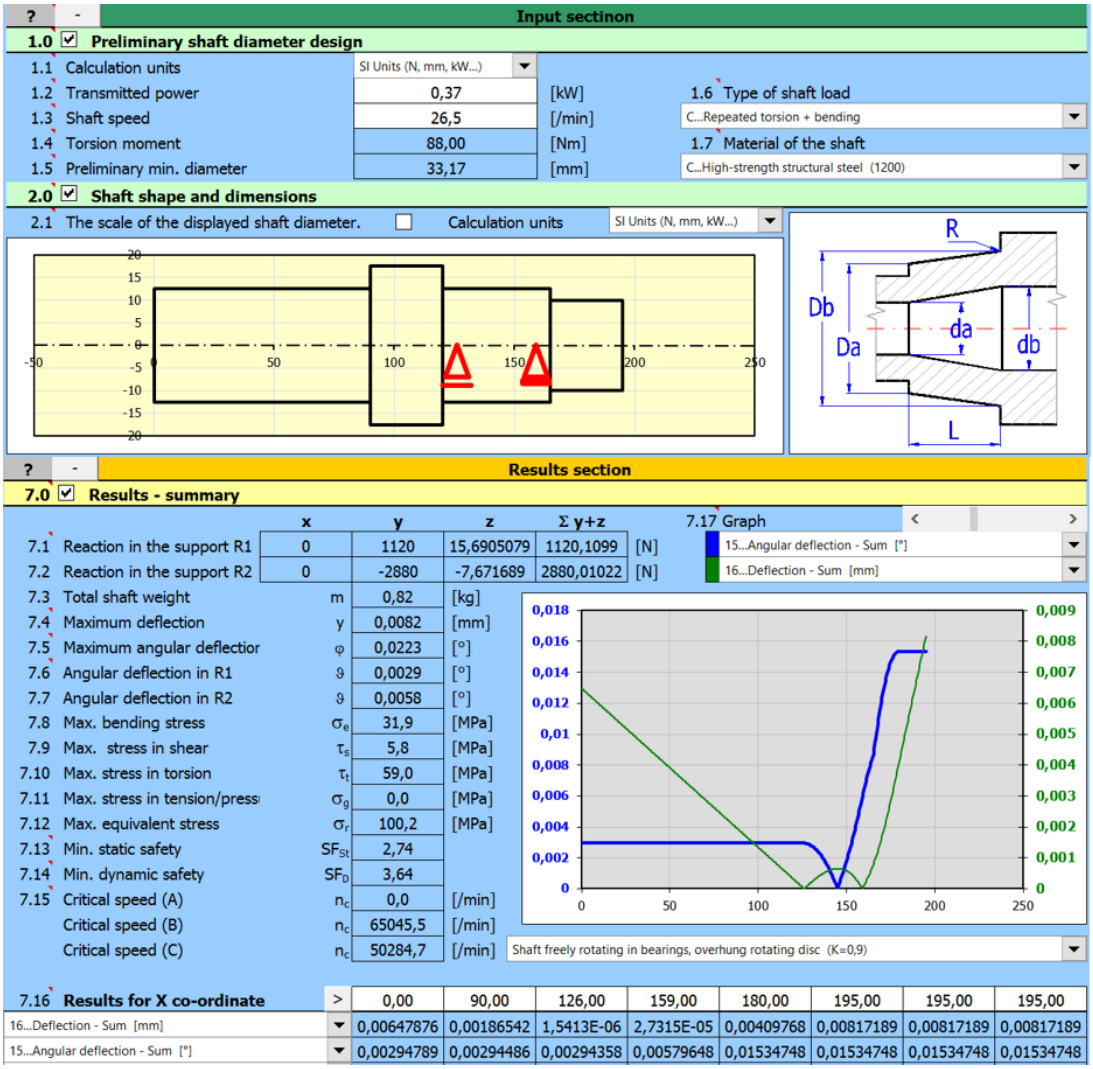


Figura 91. Deflexión lineal y angular del eje del brazo

Fuente: (CAD)

La máxima desviación angular en los rodamientos es de 0.0058°, este valor no debe ser mayor a los que muestra la figura 76 para un rodamiento de bolas esféricas. Deflexión angular en el rodamiento máxima:

$$\mathrm{Dar}_{\mathrm{máx}} = 0.0058°$$

Deflexión angular permisible:

$$\mathrm{D}_{\mathrm{ap}} = 0.026 \text{ read} = 1.49°$$

Entonces:

$$\mathrm{Dar}_{\mathrm{máx}} < \mathrm{D}_{\mathrm{ap}}$$
$$0.0058° \ll 1.49°$$

En la figura 76 no existe un caso particular diferente de engrane recto, se podría modelar como tal a fin de estimar una deflexión transversal máxima que produce el eslabón motriz en un extremo del eje. La máxima deflexión del eje se produce en el extremo derecho, es decir a 195 mm y toma un valor de 0,0082 mm. En el eslabón motriz la máxima deflexión es 0.0041 mm.

Deflexión máxima en el eslabón:

$$\delta_{\mathrm{eslabón}} = 0.0041 \text{ mm}$$

Deflexión permisible:

$$\delta_{\mathrm{perm}} = 0.010 \text{ in} = 0.254 \text{ mm}$$

Entonces:

$$\delta_{\mathrm{eslabón}} < \delta_{\mathrm{perm}}$$
$$0.0041 \text{ mm} \ll 0.254 \text{ mm}$$

D. Diseño por Vibraciones

El diseño por vibraciones permite evaluar si la frecuencia de trabajo del eje del brazo clasificador no supera a la frecuencia natural, ya que de ser el caso el eje entraría en resonancia provocando el fallo. La frecuencia natural del eje está definida por la ecuación 64.

$$Wn = \sqrt{g * \frac{W_{eje} * \delta_{eje} + W_{eslabón} * \delta_{eslabón}}{W_{eje} * {\delta_{eje}}^2 + W_{eslabón} * {\delta_{eslabón}}^2}} \quad (64)$$

$$Wn = \sqrt{9.81 \frac{m}{s^2} * \frac{7.745\ N * 0.0026\ mm + 3.45\ N * 0.0041\ mm}{7.745\ N * (0.0026\ mm)^2 + 3450.8\ N * (0.0041\ mm)^2}}$$

$$Wn = 16668\ rpm$$

La relación frecuencia de trabajo vs frecuencia natural es:

$$\frac{n_2}{Wn} = \frac{26.5\ rpm}{16668\ rpm} = 0.002$$

Para que el eje se encuentre fuera del rango de resonancia debe estar fuera del rango entre 0.7 y 1.3 (Ver figura 78), en este caso, el valor de 0.002 es mucho menor al límite inferior de la zona segura, lo que garantiza que el eje no va a entrar en resonancia y por tanto fallar.

4.3 Automatización del Sistema

La automatización busca que el sistema pueda trabajar de forma autónoma, es decir sin la presencia de un operador. El alcance de la automatización se limita a seleccionar los elementos principales necesarios para realizar el proceso de clasificación de toallas higiénicas sin necesidad de un operador. Los elementos que se seleccionarán son:

- Tipo de PLC
- Actuadores
- Sensores de posición

4.3.1 Controlador lógico Programable PLC.

En el capítulo 3, al analizar el módulo 3 referente al ¨Control del Proceso¨ (ver Tabla 31) se concluyó que la mejor alternativa es el uso de un PLC, principalmente porque tiene las entradas y salidas necesarias, alta resistencia en ambientes de trabajo industriales, su capacidad de control se puede aumentar fácilmente agregando nuevos

módulos, su programación en lenguaje ladder (escala) proveen una plataforma amigable. El PLC debe ser capaz de controlar 2 motores, 1 sensor para el cangilón, 1 sensor para la detección del producto, 1 sensor de detección de la posición del brazo clasificador y un pistón neumático. Mediante las tablas mostradas a continuación se realiza la selección técnica del tipo de PLC.

Tabla 44.
Matriz de Criterio para PLC

	PLC	1	2	3	Total	%
1	Entradas/Salidas		5	1	6	20,0
2	Facilidad de programar	5		1	6	20,0
3	Costo	9	9		18	60,0
					30	100,0

Tabla 45.
Matriz Análisis de Soluciones 1: Entradas/Salidas

	Entradas/Salidas	1	2	3	Total	%
1	PLC Zelio		3	3	6	20,0
2	Mitsubishi	7		5	12	40,0
3	Siemens	7	5		12	40,0
					30	100,0

Tabla 46.
Matriz Análisis de Soluciones 2: Facilidad de Programar

	Facilidad de programar	1	2	3	Total	%
1	PLC Zelio		7	7	14	46,7
2	Mitsubishi	3		5	8	26,7
3	Siemens	3	5		8	26,7
					30	100,0

Tabla 47.
Matriz Análisis de Soluciones 3: Costo

	Costo	1	2	3	Total	%
1	PLC Zelio		9	9	18	60,0
2	Mitsubishi	1		5	6	20,0
3	Siemens	1	5		6	20,0
					30	100,0

Tabla 48.
Matriz de Decisiones para PLC

PLC	Entradas/Salidas	Facilidad de Programar	Costo	Total	Prioridad
% M. de Criterios	20	20	60		
PLC Zelio	20	46,7	60	0,49	1
Mitsubishi	40	26,7	20	0,25	2
Siemens	40	26,7	20	0,25	2
				1,0	

Se resuelve utilizar un PLC tipo compacto marca Zelio (ver Figura 92) con 8 entradas y 4 salidas, en la tabla mostrada a continuación se detallan las características principales del PLC a utilizar. (ver tabla 44)

Tabla 49.
Características del PLC.

Característica	Magnitud (unidad)
Serie	Zelio: SR2B121BD
Voltaje de entrada	24 V
Modo de programación	Ladder
Velocidad de procesamiento	10 ms
Entradas I	4 digitales – 4 analógicas
Salidas O	4 Relé 8A
Interfaz	Pantalla retotriluminada
Tipo de protección	IP20

Figura 92. PLC Zelio SR2B121BD
Fuente: (Schneider Electric, 2012)

4.3.2 Funcionamiento

El proceso inicia al pulsar el botón ON que activa la puesta en cero del equipo para dar paso al encendido del motor que controla la banda transportadora y la electroválvula que controla el pistón neumático, el sensor de posición de producto detecta cuando las toallas higiénicas hayan entrado en el brazo clasificador encendiendo el motor que controla el mecanismo de Hoeckens, mismo que procede a

despachar las toallas higiénicas dando la señal de apagado al sensor que controla la presencia del producto, esto hace que le brazo clasificador regrese a su posición de origen. Se repite el ciclo hasta que el sensor de posición de los canjilones de la orden, y así reiniciar el ciclo. En la figura mostrada a continuación se muestra la secuencia de funcionamiento del equipo (ver Figura 93). El ladder del equipo se muestra en el Anexo 7.

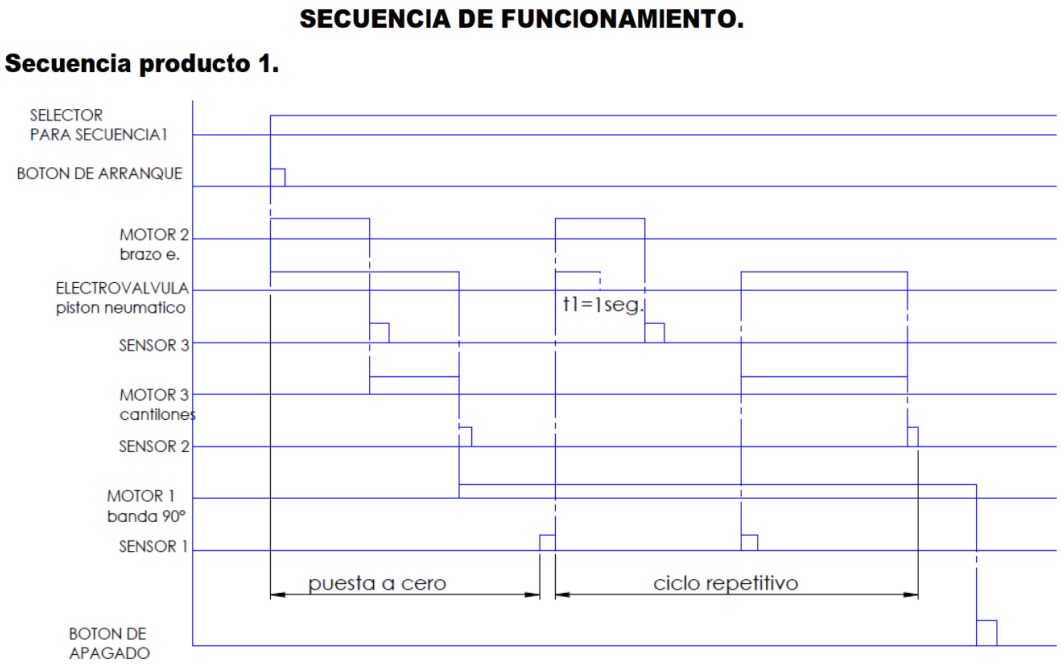


Figura 93. Secuencia de funcionamiento

Fuente: (Construcción de Maquinaria J.W. CEMAÍN, 2017)

4.3.3 Sensores.

Se requiere un sensor para verificar que el producto está en la posición requerida para dar paso al ciclo de clasificación de toallas higiénicas mediante el brazo clasificador. Mediante las tablas mostradas a continuación se realiza la selección técnica de los sensores para controlar la posición de los elementos.

Tabla 50.
Matriz de Criterio para Sensor

	Sensor	1	2	3	Total	%
1	Funcionalidad		5	1	6	20,0
2	Servicio	5		1	6	20,0
3	Costo	9	9		18	60,0
					30	100,0

Tabla 51.
Matriz Análisis de Soluciones 1: Funcionalidad

	Entradas/Salidas	1	2	3	Total	%
1	Inductivo		3	3	6	20,0
2	Capacitivo	7		5	12	40,0
3	Magnético	7	5		12	40,0
					30	100,0

Tabla 52.
Matriz Análisis de Soluciones 2: Servicio

	Facilidad de programar	1	2	3	Total	%
1	Inductivo		7	7	14	46,7
2	Capacitivo	3		5	8	26,7
3	Magnético	3	5		8	26,7
					30	100,0

Tabla 53.
Matriz Análisis de Soluciones 3: Costo

	Costo	1	2	3	Total	%
1	Inductivo		9	9	18	60,0
2	Capacitivo	1		5	6	20,0
3	Magnético	1	5		6	20,0
					30	100,0

Tabla 54.
Matriz de Decisiones para Sensor

Sensor	Funcionalidad	Servicio	Costo	Total	Prioridad
% M. de Criterios	20	20	60		
Inductivo	20	46,7	60	0,49	1
Capacitivo	40	26,7	20	0,25	2
Magnético	40	26,7	20	0,25	2
				1,0	

Se requiere un sensor para verificar la presencia del canjilón en la banda transportadora que recoge el producto a la salida del brazo clasificador, además, un sensor para detectar la presencia en la posición deseada del brazo clasificador. Para ambos casos se elige un sensor inductivo PNP de 2 hilos – 24 VDC y rosca M12. (ver figura 95). El sensor interruptor de fin de carrera debido al contacto directo que tiene con el producto, es la mejor opción para detectar la presencia de las toallas higiénicas. En la figura 94 mostrada a continuación se muestra el sensor a utilizar.

Figura 94. Sensor de contacto fin de carrera

Fuente: (BricoGeek, 2012)

Figura 95. Sensor inductivo
Fuente: (TME, 2012)

4.3.1 Actuador neumático y electroválvula

Se requiere un elemento de control que sea capaz de verificar la cantidad de paquetes de toallas higiénicas que pasan al brazo clasificador, el cuál debe ser fácil de manejar y que no dañe al producto, se resuelve usar un actuador neumático lineal, puntualmente se elige un pistón neumático de doble efecto marca Festo (ver figura 35) Para el control del pistón neumático se resuelve usar una electroválvula 5/2 – 24 VDC. Los criterios de selección contemplados para la selección del actuador neumático y la válvula se tomaron en base a las recomendaciones según el tipo de servicio del catálogo de Siemens y el costo principalmente.

4.4 Resumen

El capítulo 4 compete a la ingeniería de diseño, La banda transportadora es una banda modular UP 882T K7 ½ D de 6 metros de longitud total, el eje conductor tiene su zona crítica en la parte donde se ubica la rueda dentada, el diámetro en la zona crítica requerido es de 35 mm, el eje está fabricado con acero AISI 4340 T&R, tanto el eje conducido como el conductor son del mismo tipo de acero y su geometría es similar. Se usa chumaceras UCF 206 para ambos ejes y la rueda dentada es CMT 02 882 12 03. El motor para la banda es 1LA7 0804YA60 con reductor 2KJ1702 CE13 L1 que tiene un factor de reducción de 100.

Para el brazo clasificador se implementa el mecanismo de Hoeckens, el eje motriz requiere un diámetro de 25 mm para su zona crítica y es de acero AISI 4340 T&R, los rodamientos son rígido de bolas 6003 y 6005. El motor para el brazo clasificador es 1LA7 0704YA60 con reductor 2KJ1702 5CE13 1AK1. Para el sistema de control se usa un PLC marca ZELIO modelo SR2B121BD que tiene 4 entradas analógicas y 4 digitales y de salida 4 relé a 8A.

CAPÍTULO 5: PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Una vez finalizado el proceso de construcción de la máquina, es necesario verificar el correcto funcionamiento de sus partes y componentes tanto a nivel local como global. El objetivo es optimizar el funcionamiento general del sistema y eliminar posibles errores que se puedan identificar.

5.1 Funcionamiento de la Banda Transportadora

Objetivo

Verificar el correcto funcionamiento de la banda trasportadora, comprobar la velocidad de la banda para que esté en el límite mínimo necesario, verificar el funcionamiento del actuador neumático y el tiempo necesario para no producir cuellos de botella y verificar la programación del PLC.

Personal a cargo

- Cemaín
- Alexis Fuentes

Actividades

Para verificar el correcto funcionamiento de la banda trasportadora se efectúan las siguientes actividades:

- Encender la máquina y verificar que transporte toallas higiénicas de forma continua e ininterrumpida desde la parte de entrada del producto hasta la entrada al mecanismo de Hoeckens, para aceptar esta prueba, los paquetes de toallas higiénicas deben ser transportados, elevados y posicionados. (ver Figura 95)

Figura 96. Prueba de funcionamiento de la banda

Resultados

El cumplimiento o no de las funciones que debe realizar la banda transportadora se evalúan mediante un *check list* mostrado en la tabla a continuación. (ver Tabla 55)

Tabla 55.
Check List de la Banda Transportadora

Requerimiento	**Cumplimiento**
Encendido/Apagado	Cumple
Movimiento constante de la banda	Cumple
Trasporte de toallas higiénicas	Cumple
Apertura y cierre del pistón neumático	Cumple
Motor funcionando	Cumple
Líneas guías impiden el desbordamiento de producto	Cumple
Atascamientos o volcamientos de producto	No cumple

Para evaluar la cantidad de toallas higiénicas que es capaz de transportar la banda transportadora desde su etapa de entrada de producto hasta la entrada al brazo clasificador se testearon 3 configuraciones diferentes. (ver Tabla 56)

Tabla 56.
Toallas por minuto

Detalle	Paquetes/min
Configuración 1	50
Configuración 2	68
Configuración 3	75

Observaciones

En la prueba se puede observar que no existe ningún problema en el funcionamiento de la banda, el producto se trasporta, se eleva y posiciona perfectamente, sin embargo, en la bandeja previo a la entrada al brazo clasificador se pudo observar los siguientes inconvenientes:

- Si no hay una acumulación de producto suficiente, la primera toalla tiende a volcarse, lo que produce atascamiento.
- El pistón neumático está desfasado por 1 segundo en la apertura y cierre para permitir el paso de toallas higiénicas, esto provoca descoordinación entre el brazo clasificador y la banda transportadora, limitando significativamente el funcionamiento de la máquina.

Correcciones

Desmontar toda la bandeja donde se encuentra el pistón neumático para rectificar la geometría de la misma, elevar el pistón neumático para eliminar la interferencia y aumentar 1 segundo en tiempo en el que el pistón se encuentra en la posición 2. (émbolo fuera del cilindro). En la figura 97 mostrada a continuación se muestra en desmontaje, rectificación y montaje aplicando las soluciones propuestas.

Figura 97. Correcciones Banda Trasportadora

5.2 Funcionamiento del Brazo Clasificador

Objetivo

Verificar el correcto funcionamiento del brazo clasificador, que sea capaz de despachar los paquetes de toallas higiénicas y verificar la programación del PLC.

Personal a cargo

- Cemaín
- Alexis Fuentes

Actividades

Para comprobar el correcto funcionamiento del brazo clasificador se efectúan las siguientes actividades: (ver Figura 98)

- Cuando el producto se encuentre en posición el sensor debe detectar al mismo y activar el mecanismo de Hoeckens.
- El eje del eslabón motriz debe realizar una vuelta completa sin interrupciones.
- El brazo clasificador debe despachar tres unidades de toallas higiénicas por ciclo.
- Se debe verificar la trayectoria del brazo clasificador, recto en la ida y circular en el retorno.

Figura 98. Prueba de funcionamiento de la banda

Resultados

El cumplimiento o no de las funciones que debe realizar el brazo clasificador se evalúan mediante un *check list* mostrado en la tabla a continuación. (ver Tabla 57)

Tabla 57.
Check List del Brazo Clasificador

Requerimiento	Cumplimiento
Encendido/Apagado	Cumple
Eje motriz realiza una revolución completa	Cumple
Detección de presencia del producto	Cumple
No debe existir interferencia entre producto y brazo	No cumple
Motor funcionando	Cumple
Agrupamiento en six pack	Cumple
Detección del canjilón	Cumple
Trayectoria del mecanismo según diseño	Cumple

Para evaluar la cantidad de toallas higiénicas que es capaz de procesar el brazo clasificador se testearon 3 configuraciones diferentes. (ver Tabla 58)

Tabla 58.
Toallas por minuto

Detalle	Paquetes/min
Configuración 1	50
Configuración 2	68
Configuración 3	75

Observaciones

En la prueba se puede observar que no existe ningún problema en el funcionamiento mecánico, eléctrico y de automatización del brazo clasificador, sin embargo, se pudo observar que algunos paquetes de toallas higiénicas se volteaban cuando la pala del brazo clasificador les empujaba.

Correcciones

El problema es que el brazo clasificador se encuentra muy arriba de la posición ideal, provocando que el contacto de la pala sea en la parte superior de los paquetes de

toallas higiénicas lo que hace que el producto gire en vez de desplazarse. Para solucionar este problema se reduce en 3 cm la altura del brazo clasificador.

5.3 Resumen

El Capítulo 5 corresponde a las pruebas de funcionamiento y busca evaluar el desempeño general de la máquina para posterior entrega en planta, los principales problemas se produjeron por falta de coordinación entre la banda y el brazo clasificador, por ejemplo, el brazo clasificador en vez de empujar las toallas higiénicas, las volteaba, eso se solucionó bajando 10 mm la altura del brazo clasificador, también se pudo observar retraso en la apertura y cierre del pistón neumático lo cual se solucionó agregando un segundo en el tiempo de espera entre ciclos.

CAPÍTULO 6: ANÁLISIS DE COSTOS

En el presente capítulo se expone los costos realizados para la fabricación de la banda trasportadora y el brazo clasificador. Estos costos se clasifican en 3 tipos:

- Costos Directos
- Costos Indirectos
- Costos de Fabricación

6.1 Costos Directos

Son todos los costos vinculados directamente con el producto, la inexistencia de estos costos hace imposible la obra. Los costos directos por materiales y accesorios mecánicos, eléctricos y materiales y accesorios eléctricos y electrónicos se detallan en la tabla 45.

Tabla 59.
Costos Directos.

Característica	Costo (usd)
Materiales y accesorios mecánicos	3200
Materiales y accesorios electrónicos	1435.57
Total	4635.57

Fuente: (CEMAIN,2016)

6.2 Costos Indirectos

Son todos los costos que no están vinculados directamente con el producto, pero son imprescindibles para que funcione correctamente la obra. Los costos indirectos por materiales y accesorios mecánicos, eléctricos y electrónicos se detallan en la tabla 46.

Tabla 60.
Costos Indirectos.

Característica	Costo (usd)
Materiales indirectos	180
Mano de obra	3680
Operativos	410
Total	4270

Fuente: (CEMAIN,2016)

6.3 Costos de Fabricación

Son todos los costos que están vinculados directamente con la fabricación del producto. Los costos de fabricación se detallan en la tabla 47.

Tabla 61.
Costos de Fabricación.

Característica	Costo (usd)
Fabricación banda y brazo clasificador	3040
Total	3040

Fuente: (CEMAIN,2016)

6.4 Costo Total

El costo total del proyecto es la suma de los costos directos, indirectos y de fabricación y se resumen en la tabla 48 mostrada a continuación.

Tabla 62.
Costo Total.

Característica	Costo (usd)
Costos Directos	4635.57
Costos Indirectos	4270
Costos de Fabricación	3040
Total	11945.57

Fuente: (CEMAIN,2016)

6.5 Utilidad

Es la cantidad de dinero que la empresa recibe producto de la actividad económica, su resultado es la diferencia del precio de venta menos el costo total, la utilidad estimada por el proyecto para la empresa Cemaín se detalla en la tabla 49 mostrada a continuación.

Tabla 63.
Utilidad.

Característica	Costo (usd)
Precio de venta	20000
Costo Total	11945.57
Total	8054.43

Fuente: (CEMAIN,2017)

Como se puede apreciar en la tabla 49 el ejercicio profesional genera una utilidad alrededor del 40.3%, lo que hace viable la ejecución del proyecto.

6.6 Resumen

El costo total del proyecto es de 11945.57 usd, a un precio de venta de 20000 usd deja un margen de ganancia de 8054.43 usd.

CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En este capítulo se resumen las principales conclusiones a las que se llegó después de realizado el proyecto, además se detallan las principales recomendaciones que se debe tomar en cuenta en caso de realizar un proyecto similar.

7.1 Conclusiones

- Se diseñó y construyó una banda transportadora con las siguientes características:
  - Banda modular UP 882T K7 ½ D de 6 m de longitud
  - Ejes de acero AISI 4340 T&R
  - Capacidad de 75 paquetes por minuto
  - Velocidad de 7.68 m/min
  - Capacidad de clasificar toallas higiénicas marca Nosotras Básica con alas y Nosotras invisible clásica en grupo de 6 unidades
  - Elevar los productos 150 mm
  - Potencia del motor 1 hp y 232 Nm de torque

- Se identificó la mejor alternativa para clasificar las toallas higiénicas en base a los resultados del capítulo 3 para el módulo 2 que es el mecanismo de Hoeckens

7.2 Recomendaciones

- Dado los esfuerzos que se producen en la banda es posible usar una banda modular modelo 882 T genérica, ya que la diferencia entre el modelo usado en este proyecto y el genérico no es muy grande y sigue estando en los límites seguros para el funcionamiento de la banda.
- Para el brazo clasificador se puede usar un motor de menor potencia, si se elige un reductor de mayor eficiencia.
- Si la entrada del producto se hace perpendicular a la posición estándar del brazo clasificador se podría usar el mecanismo de retorno rápido alimentado por un

pitón neumático, lo que reduciría costos en diseño y fabricación del brazo clasificador, esta solución es viable solo si no existen las limitaciones de espacio contempladas para este proyecto.

- Se puede usar un variador de frecuencia para ajustar la velocidad de la banda en caso de que se requiera.

BIBLIOGRAFÍA

27vueltas. (25 de abril de 2013). *27vueltas*. obtenido de fordlandia. el fracaso de henry ford: https://27vueltas.wordpress.com/2013/04/25/fordlandia-el-fracaso-de-henry-ford/

Alviz, C. (13 de 11 de 2014). *Blogger*. Obtenido de Proyecto Tecnologia e Informatica 2014 (Banda Transportadora): http://proyecto-transportadora.blogspot.com/

amazon.it. (s.f.). *amazon.it*. Obtenido de Servo digital continuous rotation 360° compatibile arduino: https://www.amazon.it/digital-continuous-rotation-compatibile-arduino/dp/b00cz82vs4

Arduino. (2017). *Arduino.* Obtenido de Arduino UNO & Genuino UNO: https://www.arduino.cc/en/Main/ArduinoBoardUno

Área Tecnológica. (2017). *Área Tecnológica*. Obtenido de Máquinas y sistemas mecánicos: http://www.areatecnologia.com/maquinas.html

Automación Micromecánica s.a.i.c. (2013). *Microautomatización*. Obtenido de Controlador lógico programable (PLC): http://www.microautomacion.com/capacitacion/Manual061ControladorLgicoProgramablePLC.pdf

Automation international. (2012). *automation international*. obtenido de plc compactos serie fx-fx1s: http://www.automationint.com/productos/plc-compactos/plc-compactos/plc-compactos-serie-fx-fx1s/

Automatización y Robótica Industrial. (18 de 12 de 2014). *Automatización y Robótica Industrial*. Obtenido de Mantenimiento de Bandas Transportadoras: http://enriquemariarodriguezrodriguez.blogspot.com/2014/12/mantenimiento-en-bandas-transportadoras.html

AVE Chain & Conveyors Components. (2014). *AVE Chain & Conveyors Components.* Obtenido de AVE Chain & Conveyors Components: http://www.ave-chains.com/Articulos/Default.aspx?Parametros=1;-1;-1;-1__0001031009__-1__0__-1

B&V Rolling. (2014). *b&v Rolling*. Obtenido de Productos: http://www.bvrolling.com/productos/

Beltec. (2014). *Beltec*. Obtenido de Rugosas: http://belteccs.com/producto/rugosas/

Bonfiglioli. (2017). *Motirreductores y Reductores.* Obtenido de Industria: http://www.tecnotrans.bonfiglioli.com/es-es/industrial/productos/motorreductores-y-reductores/

BricoGeek. (2012). *BricoGeek.* Obtenido de Interruptor Snap 5A: http://tienda.bricogeek.com/interruptores/415-interruptor-snap-5a.html

Budynas, R. G., & nisbett, j. k. (2012). *diseño en ingeniería mecánica de shigley.* méxico: mcgraw hill.

Budynas, R., & Nisbett, K. (2012). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley.* México: McGRAW.

Cambridg. (2017). *cambridge engineered solutions*. obtenido de bandas: http://cambridge-es.com/sites/default/files/ces-bandas-metalicas-espanol.pdf

Chiorino. (2016). *chiorino 1906*. obtenido de http://www.chiorino.com/es/storia.php

Cintasa. (s.f.). *cintasa*. obtenido de ttr tubular reforzada: http://www.cintasa.com/es/productos/transportadores/ttr-serie-reforzada/

Combelt. (07 de 06 de 2016). *combelt: conveyort belt*. obtenido de tener tiempo para comprar cerraduras anker-flexco® a un precio de ganga: http://combelt.ru/news/

Cyntia. (s.f.). *cyntia*. obtenido de ¿que es una cinta transportadora?: https://cyntia2010.wordpress.com/drawings/%c2%bfque-es-una-cinta-transportadora/

deutsches institut fur normung. (1991). norma din 22102 . en w. linford, & k. milton, *conveyor belts with textile flies for bulk goods; dimensions, specifications, marking* (págs. 6 - 14). alemania: postfach 1107.

direct industry. (2017). *Direct Industry*. Obtenido de Servomotor DC: http://www.directindustry.es/prod/leroy-somer/product-8355-742401.html

EcuRed. (2017). *EcuRed*. Obtenido de Cinta Transportadora: https://www.ecured.cu/Cinta_Transportadora

Espinoza Castro, D. A., & Salazar Vaca, M. G. (2015). *Repositorio Institucional de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.* Obtenido de Diseño e implementación de un sistema automático de dosificación de bebidas para la empresa Compuengine Cía. Ltda.: http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/11613

Eurobelt. (6 de febrero de 2012). *Eurobelt*. Obtenido de Características del sistema modular: http://www.eurobelt.com/caracteristicas-del-sistema-modular/

Gómez, A. (2017). A*sesor de calidad*. obtenido de qué significan las siglas: UNE, EN, ISO Y CTN.: http://asesordecalidad.blogspot.com/2014/10/que-significan-las-siglas-une-en-iso-y.html#.WIAIv_nhCUk

Gonzáles, V. R. (03 de 2002). *Servomotores*. Obtenido de Servomotores: http://platea.pntic.mec.es/vgonzale/cyr_0204/ctrl_rob/robotica/sistema/motores_servo.htm

Hernández Stengele, F. (14 de mayo de 2008). *UDLAP Bibliotecas*. Obtenido de Diseño y construcción de prototipo neumático de prótesis de pierna humana: http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lep/hernandez_s_f/capitulo5.pdf

infoPLC. (14 de 07 de 2014). *infoPLC*. Obtenido de Nueva cinta transportadora modular de la Serie 3200: http://www.infoplc.net/noticias/item/102029-dorner-cinta-transportadora-modular

Inteligencia artificial. (15 de 10 de 2016). *inteligencia artificial*. Obtenido de inteligencia artificial: http://www.inteligenciaartificialyrobotica.com/esp/item/63/17/motor-a-pasos-unipolarbipolar

Ivan Bohman C.A. (2016). *Ivan Bohman.* Obtenido de Catálogo de Productos III Edición: http://www.ivanbohman.com.ec/product-detail/catalogo-2016/

Jimdo. (2017). *Jimdo*. Obtenido de Engranajes o Ruedas Dentadas: https://laescuelatecnica.jimdo.com/ruedas-dentadas/

Keynes, M., & Wood, L. (1991). DIN 22102.

Kronen. (n/a de n/a de 2014). *procesadora de manzanas as4*. obtenido de kronen : http://www.kronen.eu/es/maschinen/as4

Made-in-China.com. (sf). *Made-in-China.com*. Obtenido de Tabletop Sideflexing Chain 880tab Series: http://es.made-in-china.com/co_nttuoxin/product_Sideflexing-Tabletop-Chain-880tab-Series_esunngohg.html

Manflexperú. (2014). *Manflexperú*. Obtenido de Cintas transportadoras: http://www.manflex-peru.com/index.php/productos/fajas-transportadoras

mantenu s.l. (2005). *mantenu s.l.: Mantentze Sistemak*. Obtenido de Transportadores de bandas modulares: http://www.mantenu.com/antbuspre.asp?nombre=1760&cod=1760

Mateos, F. (noviembre de 2001). *Ingeniería de Sistemas y Automática*. Obtenido de Sistemas Automatizados, Autómatas Programables PLC´S: http://isa.uniovi.es/docencia/iea/teoria/plc.pdf

Maza Cabello, A. (9 de enero de 2009). *Diseño de un sistema experto para el enderezado de chasis en frío*. Obtenido de Controlador Lógico Programable PLC: http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lmt/maza_c_ac/capitulo4.pdf

Megatronic s.a.s. (2015). *megatronic*. Obtenido de PLC Modulares Q: http://megatronic.com.co/plc-modulares/

Mercado Libre Venezuela. (s.f.). *Mercado Libre Venezuela*. Obtenido de Bandas Transportadoras Checkout Para Supermercados Y Tiendas: http://articulo.mercadolibre.com.ve/MLV-466314194-bandas-transportadoras-checkout-para-supermercados-y-tiendas-_JM

Motor Maq SRL. (2017). *Motor Maq SRL*. Obtenido de Reductores de Velocidad: http://www.motormaq.com.ar/productos/reductor-de-velocidad-sin-fin-y-corona-wmi-wi&id=16

MundoCompresor. (18 de Marzo de 2015). *Mundo Compresor*. Obtenido de Festo presenta el nuevo cilindro DSBG: http://www.mundocompresor.com/frontend/mc/Festo-Presenta-El-Nuevo-Cilindro-DSBG-vn3214-vst16

Nabarvan. (1995). *Nabarvan*. Obtenido de Nabarvan: http://bandasnavarban.com/bandas-modulares.html

Omar, U. (8 de abril de 2014). *Slideshare*. Obtenido de Análisis y Cálculo de la Banda Transportadora: http://es.slideshare.net/omarurrea1/labandatransportadora-120103174749phpapp02

Potencia Electromecánica S.A. de C.V. (18 de 06 de 2013). *Potencia Electromecánica S.A. de C.V.* Obtenido de ¿Cómo funciona un reductor o motorreductor?: http://www.potenciaelectromecanica.com/calculo-de-un-motorreductor/

Regina Conveyor General Catalogue. (2012). *Regina Conveyor.* Obtenido de Regina Conveyor: http://regina.it/assets/files/conveyor/catalogues/Conveyor%20General%20Catalogue%202012.pdf

Rellwin industry co ltda. (2000). obtenido de rellwin industry co ltda: http://spanish.cn-chains.cc/i-knowledge-706518/history-for-conveyor-belt-706554.html

Reyes Barriga, Fausto Andrés. (2015). *Repositorio Institucional de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.* Obtenido de Diseño, construcción e implementación de la estación de enfriamiento para láminas asfálticas impermeabilizantes en la línea de producción de la planta El Inga de la empresa Chova del Ecuador: http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/10350

Rodamientos FAG. (2012). *Rodamiento Rígido de Bolas.* Obtenido de http://www.baleromex.com/catalogos/C-FAG.pdf

Salinero Gervaso, M. (Octubre de 2013). *Slideshare.* Obtenido de Diseño de una banda transportadora mediante guide de matlab: http://es.slideshare.net/JoseLabrador3/pfc-mario-salinerogervaso-1

Sánchez Marín, F. T. (5 de 12 de 2008). *Mecapedia. Enciclopedia Virtual de Ingeniería Mecánica*. Obtenido de Mecanismo: http://www.mecapedia.uji.es/mecanismo.htm

Schneider Electric. (2012). *Zelio Logic.* Obtenido de Zelio Logic: https://www.schneider-electric.es/es/product-range/531-zelio-logic/

Siemens. (2012). *Motores Trifásicos Siemens.* Obtenido de Motores Trifásicos Siemens: https://es.scribd.com/doc/25110252/motores-siemens

Siemens. (2012). *Motox.* Obtenido de Reductores sin fin corona: http://www.rodamientos.com/catalogos/moto/sie01es.pdf

SIG Società Italiana Gomma S.p.a. (2015). *SIG*. Obtenido de La Historia: http://www.sig.it/es/la-sociedad/la-historia/

Suministros Palazón S.L. (s.f.). *Suministros Palazón S.L.* Obtenido de Bandas: http://www.suministrospalazon.com/productos/bandas/

Tecnología ies marismas. (13 de noviembre de 2015). obtenido de biela - manivela - cigüeñal: http://iesmarismas.blogspot.com/2015/11/biela-manivela-ciguenal.html

Tecnología Minera. (2015). *Tecnología Minera*. Obtenido de Fajas transportadoras , para el transporte de minerales: http://www.tecnologiaminera.com/tm/biblioteca/articulo.php?id=213

Texeira, L. (05 de 10 de 2011). *overblog*. Obtenido de ¿Cómo funcionan los reductores de velocidad?: usos y tipos de reductores.: https://es.over-blog.com/Como_funcionan_los_reductores_de_velocidad_usos_y_tipos_de_reductores-1228321783-art164436.html

Tme. (2012). *Time Electronic Components.* Obtenido de Sensores de Inducción Cilíndricos DC: http://www.tme.eu/es/details/ime18-05bpszw2s/sensores-de-induccion-cilindricos-dc/sick/

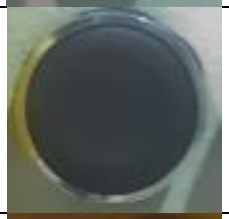
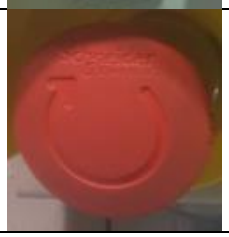
Unibelt. (2017). Obtenido de Bandas: http://unibeltcolombia.com/bandas/

Universidad Carlos III de Madrid. (2017). *Universidad Carlos III de Madrid*. Obtenido de Teoría de Mecanismos: http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/teoria-de-maquinas/material-de-clase-1/tema1-IntroduccionaTMM.ppt

ANEXOS

LISTA DE EQUIPOS Y MATERIALES			
Materiales	**Características Técnicas**	**Cantidad**	**Imagen**
Contactor Schineider Electric	220V 9A 50/60Hz	3	
Relé térmico de sobrecarga Schneider Electric	2.5 – 4 A 220 – 440V	2	
Relés Schneider Electric (1)	24VDC 10A 11pines (3NANC)	1	
Relés Schneider Electric (2)	24VDC 10A 11pines (3NANC)	1	

PLC Zelio	Serie:SR2B121BD 24VDC Entradas: 4 digitales + 4 análogas Salidas: 4 Relé 8A	1	
Power SIEMENS	Entrada AC 100V - 240V Salida DC 24V/2,5A	1	
Borneras Legrand	600V 22-10 AWG	40	
Tablero eléctrico BEAUCOUP	Norma INEC 2568	1	BEAUCOUP FABRICADO EN ECUADOR
Terminales tipo pala	2-5Y	100	

Terminales tipo pin	C-18	100	
Terminales tipo pin	C40a 3P-N 6A – 40A	1	
Botón verde Schneider Electric	600 V AC / DC 0,55 (DC) A, 6 (AC) A	1	
Botón negro Schneider Electric	600 V AC / DC 0,55 (DC) A, 6 (AC) A	1	
Botón hongo Schneider Electric	600 V AC / DC 0,55 (DC) A, 6 (AC) A	1	
Motor eléctrico Siemens con reductor (Banda)	Motor: 1LA7 080 4YA60 60 Hz - Trifásico Reductor: 2KJ1702 - 5CE13 - 1AL1	1	

Motor eléctrico Siemens con reductor (Brazo)	Motor: 1LA7 070 4YA60 60 Hz - Trifásico Reductor: 2KJ1702 - 5CE13 - 1AK1	1	
Selector Schneider Electric	2 posiciones 600 V AC / DC 0,55 (DC) A, 6 (AC) A	1	
Sensores inductivos	PNP 3 hilos 24VDC rosca M12	3	
Electroválvula	24VDC 5/2	1	
Pistón neumático FESTO	Doble efecto	1	

Cables negro	AWG #18	20 m	
Cables blanco	AWG #16	10 m	
Cables azul	AWG #16	10 m	
Cables verde	AWG #16	10 m	

Figura 99. Lista de Equipos y materiales

▸ Cód. IBCA: 705 ≅ 34 CrNiMo6 ≅ AISI 4340 ≅ AISI 4337

Información general

705 es un acero al molibdeno más cromo y níquel. El molibdeno tiene una solubilidad limitada y es un buen formador de carburos. Ejerce un fuerte efecto sobre la templabilidad y de manera semejante al cromo, aumenta la dureza y resistencia a alta temperatura de los aceros. Menos susceptibles al fragilizado debido al revenido, que los demás aceros aleados para maquinaria.

Al combinarse con níquel y cromo soporta altas exigencias de resistencia y tenacidad en secciones grandes. Su contenido de níquel le da más templabilidad, lo mismo que la resistencia en caliente.

705 combina alta resistencia mecánica (la mayor del mercado) con buena tenacidad. Este acero en forma standard es suministrado bonificado, por lo que no se requería luego un tratamiento térmico, sin embargo, si se desea mejores propiedades, puede ser templado al aceite. Suceptible de temple por inducción y también puede someterse a tratamiento de nitrurado.

Análisis típico %	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	V
34 CrNiMo6	0,30 - 0,38	≤ 0,30	0,50 - 0,80	0,025	0,025	1,30 - 1,70	1,30 - 1,70	0,15 - 0,30
AISI 4337	0,35 - 0,40	0,20 - 0,35	0,60 - 0,80	0,04	0,04	1,65 - 2,00	0,70 - 0,90	0,20 - 0,30
AISI 4340	0,38 - 0,43	0,15 - 0,35	0,60 - 0,80	0,03	0,04	1,65 - 2,00	0,70 - 0,90	0,20 - 0,30
Código de color	Dorado / Azul							
Equivalencias	**AISI / SAE** (4337 - 4340) **Din** (34CrNiMo6)			**W.Nr** (1.6582) **JIS** (SNCM1)			**AFNOR** (35NCD6)	

Aplicaciones

1.-Partes de gran resistencia para la industria automotriz, como:
- Ejes.
- Cardanes.
- Cigüeñales.
- Ejes de leva Tornillería de alta resistencia.

2.-Partes para la construcción de maquinaria de trabajo pesado como:
- Árbol para trituradoras.
- Ejes de transmisión de grandes dimensiones.
- Engranajes de temple por llama, inducción o nitruración.
- Barras de torsión.
- Mandriles.
- Portaherramientas.

3.-Aplicaciones donde se requiere resistencia a la fatiga, como:
- En la construcción de equipo pesado para camiones, aviones, equipo militar, etc.

Propiedades mecánicas

En condición de suministro

Resistencia a la tracción	**90 - 110 kg/mm²**
Esfuerzo de cedencia	70 kg/mm²
Elongación, A5	min 12 %
Reducción de área, Z	min 45 %
Resistencia al impacto, KU	aprox. 20 J
Dureza	270 - 330 HB

Tratamiento térmico

Recocido blando

(650 - 700 °C): Mantener a la temperatura por 2 horas. Enfriar en el horno con una velocidad de 15 °C/h hasta los 600 °C y luego libremente al aire.

Alivio de tensiones

(450 - 650 °C): El acero templado tenaz deberá ser calentado hasta aproximadamente 50 °C por debajo de la temperatura usada para el revenido (como standard el 705 es suministrado revenido a 600 °C). Mantenerlo a esta temperatura durante 1/2 a 2 horas. Enfriar en el horno hasta los 450 °C y luego libremente al aire.

Temple

(830 - 850 °C), Con enfriamiento en aceite: El mantenimiento del tiempo en minutos cuando la superficie ha alcanzado la temperatura de temple es 0.7x espesor o diámetro en milímetros. Interrumpir el enfriamiento a los 125 °C y luego revenir inmediatamente.

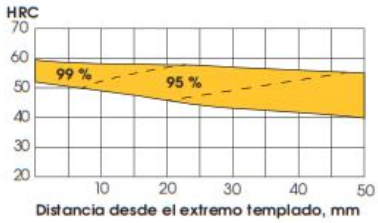
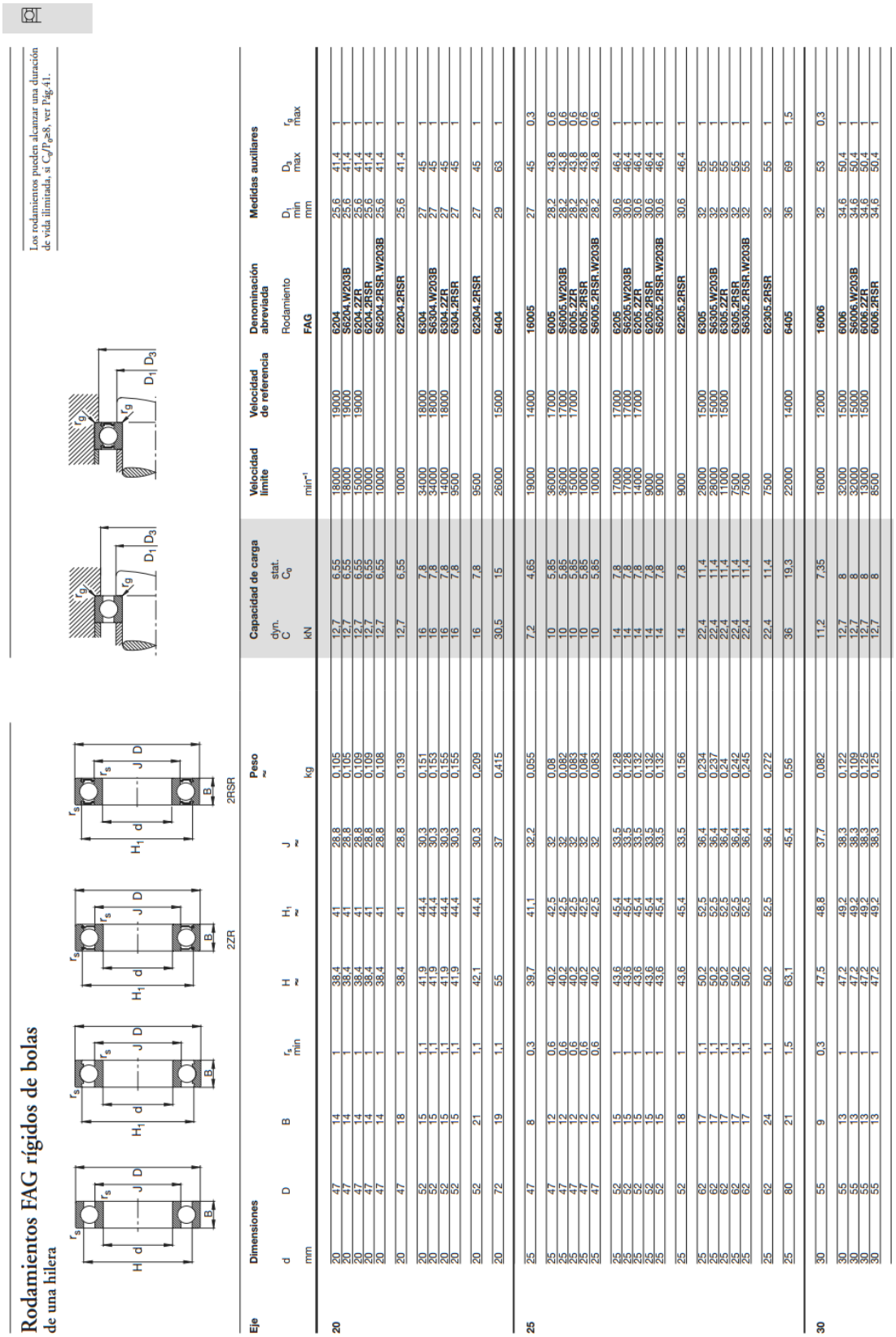


Figura 100. Anexo 1 – AISI 4340 – Catálogo Ivan Bohman

Fuente: (Ivan Bohman C.A, 2016)



Rodamientos FAG rígidos de bolas
de una hilera

Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si $C_d/P_e \geq 8$, ver Pág. 41.

Eje	Dimensiones								Peso	Capacidad de carga		Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares			
	d	D	B	r_s min	H ≈	H_1 ≈	J ≈		≈	dyn. C	stat. C_0			Rodamiento	D_1 min	D_3 max	r_a max	
	mm								kg	kN		min^{-1}		FAG	mm			
20	20	47	14	1	38,4	41	28,8	22R	0,105	12,7	6,55	18000	19000	6204	25,6	41,4	1	
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	2RSR	0,105	12,7	6,55	18000	19000	S6204.W203B	25,6	41,4	1	
	20	47	14	1	38,4	41	28,8		0,109	12,7	6,55	15000	19000	6204.2ZR	25,6	41,4	1	
	20	47	14	1	38,4	41	28,8		0,109	12,7	6,55	10000		6204.2RSR	25,6	41,4	1	
	20	47	14	1	38,4	41	28,8		0,108	12,7	6,55	10000		S6204.2RSR.W203B	25,6	41,4	1	
	20	47	18	1	38,4	41	28,8		0,139	12,7	6,55	10000		62204.2RSR	25,6	41,4	1	
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3		0,151	16	7,8	34000	18000	6304	27	45	1	
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3		0,153	16	7,8	34000	18000	S6304.W203B	27	45	1	
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3		0,155	16	7,8	14000	18000	6304.2ZR	27	45	1	
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3		0,155	16	7,8	9500		6304.2RSR	27	45	1	
	20	52	21	1,1	42,1	44,4	30,3		0,209	16	7,8	9500		62304.2RSR	27	45	1	
	20	72	19	1,1	55		37		0,415	30,5	15	26000	15000	6404	29	63	1	
25	25	47	8	0,3	39,7	41,1	32,2		0,055	7,2	4,65	19000	14000	16005	27	45	0,3	
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32		0,08	10	5,85	36000	17000	6005	28,2	43,8	0,6	
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32		0,082	10	5,85	36000	17000	S6005.W203B	28,2	43,8	0,6	
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32		0,083	10	5,85	15000	17000	6005.2ZR	28,2	43,8	0,6	
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32		0,084	10	5,85	10000		6005.2RSR	28,2	43,8	0,6	
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32		0,083	10	5,85	10000		S6005.2RSR.W203B	28,2	43,8	0,6	
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5		0,128	14	7,8	17000	17000	6205	30,6	46,4	1	
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5		0,128	14	7,8	17000	17000	S6205.W203B	30,6	46,4	1	
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5		0,132	14	7,8	14000	17000	6205.2ZR	30,6	46,4	1	
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5		0,132	14	7,8	9000		6205.2RSR	30,6	46,4	1	
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5		0,132	14	7,8	9000		S6205.2RSR.W203B	30,6	46,4	1	
	25	52	18	1	43,6	45,4	33,5		0,156	14	7,8	9000		62205.2RSR	30,6	46,4	1	
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4		0,234	22,4	11,4	28000	15000	6305	32	55	1	
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4		0,237	22,4	11,4	28000	15000	S6305.W203B	32	55	1	
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4		0,242	22,4	11,4	13000	15000	6305.2ZR	32	55	1	
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4		0,242	22,4	11,4	7500		6305.2RSR	32	55	1	
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4		0,245	22,4	11,4	7500		S6305.2RSR.W203B	32	55	1	
	25	62	24	1,1	50,2	52,5	36,4		0,272	22,4	11,4	7500		62305.2RSR	32	55	1	
	25	80	21	1,5	63,1		45,4		0,56	36	19,3	22000	14000	6405	36	69	1,5	
30	30	55	9	0,3	47,5	48,8	37,7		0,082	11,2	7,35	16000	12000	16006	32	53	0,3	
	30	55	13	1	47,2	49,2	38,3		0,122	12,7	8	32000	15000	6006	34,6	50,4	1	
	30	55	13	1	47,2	49,2	38,3		0,109	12,7	8	32000	15000	S6006.W203B	34,6	50,4	1	
	30	55	13	1	47,2	49,2	38,3		0,125	12,7	8	13000	15000	6006.2ZR	34,6	50,4	1	
	30	55	13	1	47,2	49,2	38,3		0,125	12,7	8	8500		6006.2RSR	34,6	50,4	1	

Figura 101. Anexo 2 – Rodamientos – Catálogo FAG

Fuente: (Rodamientos FAG, 2012)

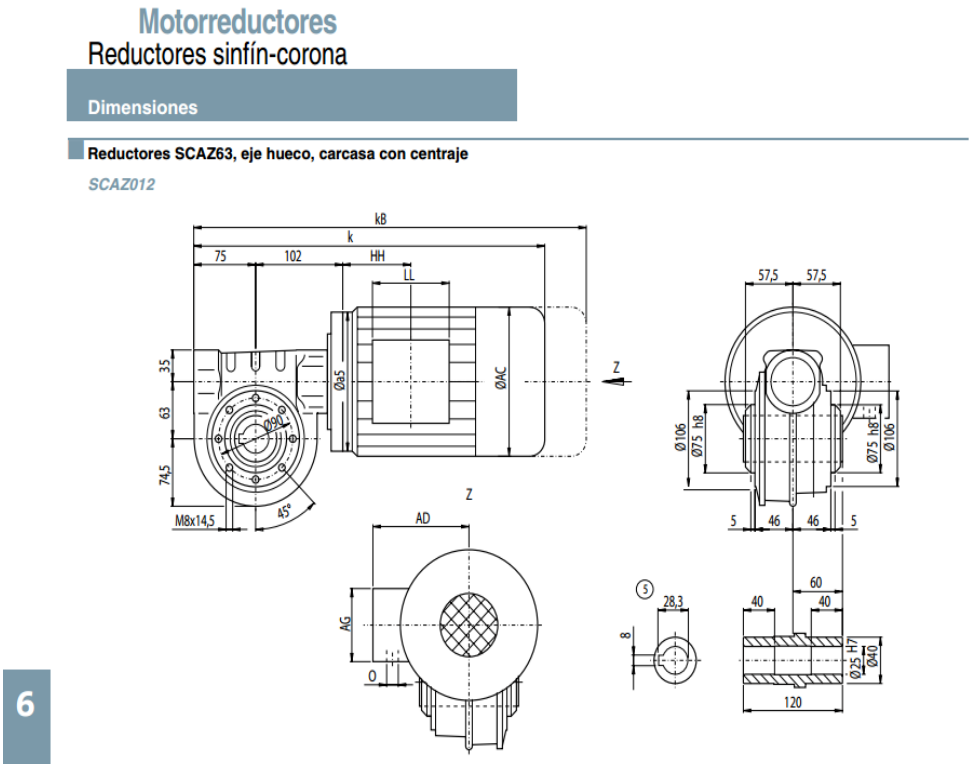


Figura 102. Anexo 3 – Dimensiones de chaveta – Catálogo MOTOX

Fuente: (Siemens, 2012)

TABLA 8 / TABLE 8 / TABLEAUX 8

Eje Spindle Axe	d	b, t, b	b, b
Cálculo momento de inercia mm ⁴ Moment of inertia calculation mm ⁴ Calcule du moment d'inertie mm ⁴	$I = \frac{\pi \times d^4}{64}$	$I = \frac{b^4 - (b - 2t)^4}{12}$	$I = \frac{b^4}{12}$
Cálculo momento torsor mm ⁴ Torsion torque calculation mm ⁴ Calcule du moment de torsion mm ⁴	$I = 0{,}1 \times d^4$	$I = t \times b^3$	$I = 0{,}141 \times b^3$

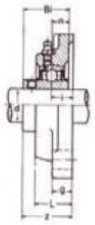
Figura 103. Anexo 4 – Tabla 8 – Catálogo AVE

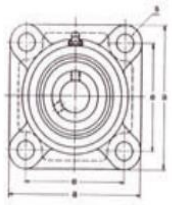
Fuente: (AVE Chain & Conveyors Components, 2014)

RODAMIENTOS - CHUMACERAS Chumaceras

Chumacera de pared 4 huecos

Datos Técnicos





KDF

CÓDIGO IBCA	Diám. del eje		Dimensiones (mm)									Perno	Tipo de rodami.	Soporte	Masa kg
	mm	pulg	a	e	l	g	L	s	Z	Bl	n				
UCF 204-12	19.05	3/4	86	64	15	12	25.5	12	33.3	31	12.7	M10 (W3/8)	204-12	F 204	0.61
UCF 205	25												UC 205		
205-14	22.225	7/8	95	70	16	14	27	12	35.7	34	14.3	M10 (W3/8)	205-14	F 205	0.90
205-16	25.4	1											205-16		
UCF 206	30		108	83	18	14	31	12	40.2	38.1	15.9	M10 (W3/8)	UC 206	F 206	1.20
206-18	30.162	1 3/16											206-18		
UCF 207	35		117	92	19	16	34	14	44.4	42.9	17.5	M12 (W1/2)	UC 207	F 207	1.55
207-20	31.75	1 1/4											207-20		
UCF 208	40		130	102	21	16	36	16	51.2	49.2	19.0	M14 (W1/2)	UC 208	F 208	2.00
208-24	38.1	1 1/2											208-24		
UCF 209	45		137	105	22	18	38	16	52.2	49.2	19.0	M14 (W1/2)	UC 209	F 209	2.36
209-28	44.45	1 3/4											209-28		
UCF 210	50		143	111	22	18	40	16	54.6	51.6	19	M14 (W1/2)	UC 210	F 210	2.64
211-32	50.8	2	162	130	25	20	43	19	58.4	55.6	22.2	M16 (W5/8)	211-32	F 211	3.51
UCF 212	60		175	143	29	20	48	19	68.7	65.1	25.4	M 16	UC 212	F 212	4.8
212-36	57.15	2 1/4										(W5/8)	212-36		
213-40	63.5	2 1/2	187	149	30	20	50	19	69.7	65.1	25.4	M16 (W5/8)	213-40	F 213	5.8
215-48	76.2	3	200	159	34	24	56	19	78.5	77.8	33.3	M16 (W5/8)	215-48	F 215	7.4

Figura 104. Anexo 5 – Chumaceras – Catálogo Ivan Bohman

Fuente: (Ivan Bohman C.A, 2016)

Tabla 7-6

Dimensiones en pulgadas de algunas aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar

[*Fuente:* Joseph E. Shigley, "Unthreaded Fasteners", capítulo 24, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown Jr. (eds.), *Standard Handbook of Machine Design*, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004.]

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Figura 105. Anexo 6 – Dimensiones de chavetas

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)