



**UNIVERSIDAD TÉCNICA PARTICULAR DE LOJA**  
*La Universidad Católica de Loja*

## **ÁREA TÉCNICA**

TITULACIÓN DE INGENIERO EN ELECTRÓNICA Y  
TELECOMUNICACIONES

**Diseño del proceso tecnológico para clasificación automática de  
contenedores de RSM.**

TRABAJO DE FIN DE TITULACIÓN

**Autor:** Remache Santamaría, Katherine Ivanova.

**Director:** Calderón Córdova, Carlos Alberto, Ing.

LOJA – ECUADOR

2014

## **APROBACIÓN DEL DIRECTOR DEL TRABAJO DE FIN DE TITULACIÓN**

Ingeniero.

Carlos Alberto Calderón Córdova.

### **DOCENTE DE LA TITULACIÓN**

De mi consideración:

El presente trabajo de fin de titulación: "Diseño del proceso tecnológico para clasificación automática de contenedores de RSM", realizado por Katherine Ivanova Remache Santamaría, ha sido orientado y revisado durante su ejecución, por cuanto se aprueba la presentación del mismo.

Loja, diciembre de 2013.

f) .....

## DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS

Yo Katherine Ivanova Remache Santamaría declaro ser autora del presente trabajo de fin de titulación: Diseño del proceso tecnológico para clasificación automática de contenedores de RSM, de la Titulación de Ingeniero en Electrónica y Telecomunicaciones siendo Carlos Alberto Calderón Córdova director del presente trabajo; y eximo expresamente a la Universidad Técnica Particular de Loja y a sus representantes legales de posibles reclamos o acciones legales. Además certifico que las ideas, conceptos, procedimientos y resultados vertidos en el presente trabajo investigativo, son de mi exclusiva responsabilidad.

Adicionalmente declaro conocer y aceptar la disposición del Art. 67 del Estatuto Orgánico de la Universidad Técnica Particular de Loja que en su parte pertinente textualmente dice: "Forman parte del patrimonio de la Universidad la propiedad intelectual de investigaciones, trabajos científicos o técnicos y tesis de grado que se realicen a través, o con el apoyo financiero, académico o institucional (operativo) de la Universidad".

f .....

Katherine Ivanova Remache Santamaría  
CI: 1104117336

## **DEDICATORIA**

Dedico este trabajo de investigación primeramente a Dios y a la Virgencita del Cisne, que me han dado la fortaleza, la vida y su infinito amor para superar cada uno de aquellos obstáculos, que se presentan en la vida, por haberme permitido culminar esta etapa de mi vida y seguir compartiendo con cada uno de mis seres queridos momentos de felicidad y tristezas.

A mis Padres: Francisco Remache y Sandra Santamaría, que con su esfuerzo, confianza hicieron posible la culminación de una de mis metas, por su apoyo incondicional, por haber sido la fuerza y la razón para seguir adelante y no desfallecer.

A mis hermanos Janeth y Richard, por ser mi compañía en cada momento de mi vida, aún en los momentos difíciles, y a mi familia en general, por ser un apoyo incondicional en los buenos y malos momentos.

A mis amigos por haber compartido sabiduría y grandes momentos de felicidad, y estar siempre a mi lado en los momentos que más los necesitaba.

Katherine

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios y a la Virgencita del Cisne por permitirme permanecer con vida, por darme la fuerza y apoyo para poder culminar con esta meta y poderla ver realizada. Por haberme permitido compartir esta gran experiencia con mi familia y amigos.

A mis Padres y hermanos, por darme el apoyo incondicional, la fuerza y fortaleza, por confiar y creer en mí, que con su apoyo y esfuerzo fue posible que una de mis metas pudiera ser realizada.

A mi director de tesis: Ing. Carlos Calderón, que con su acertada dirección, su tiempo empleado, esfuerzo y motivación fue posible la culminación de este trabajo de investigación.

A mis amigos, que con alegría y compañerismo han sido gran apoyo y fuente de aprendizaje, por haber hecho de esta una experiencia inolvidable.

Katherine

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

CARATULA.....	I
APROBACIÓN DEL DIRECTOR DEL TRABAJO DE FIN DE TITULACIÓN.....	II
DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS.....	III
DEDICATORIA.....	IV
AGRADECIMIENTO.....	V
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	VI
LISTA DE FIGURAS.....	X
LISTA DE TABLAS.....	XII
RESUMEN.....	1
ABSTRACT.....	2
INTRODUCCIÓN.....	3
CAPITULO I.....	6
PROCESO TECNOLÓGICO.....	6
1. Descripción del proceso tecnológico.....	7
1.1. Clasificación domiciliaria.....	7
1.1.1. Bolsas verdes.....	7
1.1.2. Bolsas azules.....	8
1.1.3. Bolsas naranjas.....	8
1.1.4. Bolsas rojas.....	9
1.1.5. Bolsas de color blanco o negro.....	9
1.2. Clasificación final en la planta de reciclaje.....	9
1.2.1. Variables del proceso.....	10
1.2.2. Diagrama de flujo.....	11
1.2.3. Descripción del proceso.....	11
CAPITULO II.....	14
SISTEMA MECÁNICO.....	14
2. Banda transportadora.....	15
2.1. Criterios de diseño.....	16
2.1.1. Características del material.....	16
2.1.2. Capacidad requerida.....	19

2.1.3. Velocidad de la banda.....	19
2.1.4. Perfil de la banda.....	20
2.2. Parámetros de cálculo de la banda.....	23
2.2.1. Ancho de banda.....	23
2.2.2. Capacidad máxima de transporte.....	24
2.2.3. Tensión en la banda.....	26
2.3. Selección de los elementos de la banda transportadora.....	35
2.3.1. Selección de la cinta.....	36
2.3.2. Selección de rodillos superiores y de retorno.....	37
2.3.3. Selección del tambor motriz y contra tambor.....	38
2.3.4. Selección del motorreductor.....	38
2.4. Sistema de accionamiento.....	41
2.4.1. Arrancadores suaves.....	42
2.4.2. Selección del arrancador suave.....	43
CAPÍTULO III.....	45
SISTEMA NEUMÁTICO.....	45
3. Elementos del sistema neumático.....	46
3.1. Cilindro neumático.....	46
3.1.1. Cálculo de fuerzas.....	46
3.1.2. Cálculo del diámetro del cilindro.....	47
3.1.3. Cálculo del diámetro del vástago y verificación de pandeo.....	48
3.1.4. Amortiguamiento.....	51
3.1.5. Consumo de aire en cilindros.....	55
3.2. Válvula de estrangulación y retención.....	55
3.3. Electroválvula.....	56
3.4. Compresor.....	57
3.4.1. Estimación de aire comprimido.....	57
3.4.2. Cálculo del caudal.....	57
3.5. Simulación del sistema neumático.....	59
3.5.1. Resultados.....	60
CAPÍTULO IV.....	65
SISTEMA DE CONTROL.....	65

4. Controlador lógico programable.....	66
4.1. Sensores.....	66
4.1.1. Sensor de proximidad.....	66
4.1.2. Detector de color.....	68
CAPÍTULO V.....	71
PRESUPUESTO.....	71
5. Costos.....	72
5.1. Costos directos.....	72
5.2. Costos indirectos.....	75
CONCLUSIONES.....	76
RECOMENDACIONES.....	78
BIBLIOGRAFÍA.....	79
ANEXOS.....	83
A. DISPOSICIÓN DE EQUIPAMIENTO EN LA BANDA TRANSPORTADORA.....	84
B. CÁLCULO DE TENSIONES EN LA BANDA TRANSPORTADORA.....	86
B.1. Cálculo de resistencias al movimiento, por tramos rectos.....	86
B.2. Cálculo de tensiones en la banda.....	87
B.3. Potencia del motor.....	89
C. CARACTERÍSTICAS DE LOS ELEMENTOS DE LA BANDA TRANSPORTADORA.....	90
C.1. Rodillos de impacto.....	90
C.1.1. Rodillo serie: PSV5, 30F, 194NA, 2508.....	90
C.1.2. Rodillo serie: MPS1, 15F, 108NA, 1158.....	91
C.2. Rodillos de retorno.....	92
C.2.1. Rodillos serie: PSV4, 30F, 108NL, 2508.....	92
C.2.2. Rodillo serie: RTL1, 15F, 108NG, 1158.....	93
C.3. Tambor motriz.....	95
C.4. Contra tambor.....	96
D. CARACTERÍSTICAS DE LOS EQUIPOS DEL SISTEMA NEUMÁTICO.....	97
D.1. Cilindro neumático de doble efecto.....	97
D.2. Válvula de estrangulación y retención.....	98
D.3. Electroválvula.....	100
D.4. Amortiguador.....	102
D.5. Compresor.....	103

D.6. ACCESORIOS.....	103
<i>D.6.1. Tubo flexible</i> .....	104
D.6.2. Racor.....	105
D.6.3. Tubo flexible.....	107
D.6.4. Racor rápido.....	108
E. <i>DIAGRAMA DE CONEXIONES</i> .....	109

## LISTA DE FIGURAS

Fig. 1.1. Materiales aceptables para bolsas de color verde.....	7
Fig. 1.2. Materiales aceptables para bolsas de color azul. ....	8
Fig. 1.3. Materiales aceptables para bolsas de color naranja.....	8
Fig. 1.4. Materiales aceptables para bolsas pequeñas de color rojo. ....	9
Fig. 1.5. Materiales considerados no reciclables.....	9
Fig. 1.6. Diagrama de bloques del sistema automático de clasificación de RSM. ....	10
Fig. 1.7. Esquema isométrico del sistema automático de clasificación de RSM.....	12
Fig. 1.8. Esquema isométrico de las estaciones de clasificación.....	12
Fig. 2.1. Esquema básico de una banda transportadora.....	15
Fig. 2.2. Ángulo de reposo o talud. ....	17
Fig. 2.3. Ángulo de sobrecarga. ....	18
Fig. 2.4. Perfil de la banda. ....	21
Fig. 2.5. Tipos de perfiles para cintas transportadoras.....	22
Fig. 2.6. Perfil de la banda transportadora de 2200 mm de ancho. ....	22
Fig. 2.7. Forma de los rodillos en la banda transportadora. ....	24
Fig. 2.8. Identificación de los segmentos en el perfil de la banda transportadora de 2200 mm de ancho.....	30
Fig. 2.9. Identificación de los segmentos en el perfil de la banda transportadora de 1000 mm de ancho.....	30
Fig. 2.10. Gráfico de las ecuaciones características para la banda de 2200 mm de ancho.....	33
Fig. 2.11. Magnitudes [N] de las tensiones $S_i$ en los puntos en la banda transportadora de 2200 mm de ancho.....	34
Fig. 2.12. Esquema del circuito de potencia.....	43
Fig. 2.13. Circuito de mando y potencia para el arrancador suave 3RW30.....	44
Fig. 3.1. Longitud de pandeo según el tipo de carga aplicada.....	50
Fig. 3.2. Diámetro del vástago en función de la carrera L y de la fuerza F. ....	51
Fig. 3.3. Conexión básica del cilindro neumático. ....	60
Fig. 3.4. Diagrama Recorrido/Velocidad/Tiempo, para el vástago extendido. ....	61
Fig. 3.5. Diagrama de tiempos de Presión/ Aceleración, para el vástago extendido. ....	62
Fig. 3.6. Diagrama Presión-Tiempo, para el vástago extendido. ....	62
Fig. 3.7. Diagrama Recorrido/Velocidad/Tiempo, para el vástago extraído.....	63
Fig. 3.8. Diagrama de tiempos de presión/aceleración, para el vástago extraído.....	64
Fig. 3.9. Diagrama presión-tiempo, para el vástago extraído. ....	64
Fig. 4.1. Sensor de proximidad SICK. ....	67
Fig. 4.2. Detectores de color OPTEX.....	69
Fig. 4.3. Campo de visión CVS1-P10.....	70
Fig. A.1. Vista Lateral.....	84
Fig. A.2. Vista superior.....	85

Fig. B.1. Gráfico de las ecuaciones características para la banda de 1000 mm de ancho .....	88
Fig. B.2. Magnitudes [N] de las tensiones $S_i$ en los puntos de la banda transportadora de 1000 mm de ancho. ....	89
Fig. C.1. Rodillo de impacto de 2200 mm de ancho. ....	90
Fig. C.2. Rodillo de impacto de 1000 mm de ancho. ....	91
Fig. C.3. Rodillo de retorno de 2200 mm de ancho. ....	92
Fig. C.4. Rodillo de retorno de 1000 mm de ancho. ....	94
Fig. C.5. Tambor motriz de 1000 mm de ancho. ....	95
Fig. C.6. Contra tambor de 2200 mm de ancho. ....	96
Fig. D.1. Cilindro normalizado FESTO serie DNC-32- 1000-PPV.....	97
Fig. D.2. Válvula reguladora de caudal, antirretorno del escape. ....	98
Fig. D.3. Electroválvula FESTO serie CPE14-M1BH-5J-1/8.....	100
Fig. D.4. Amortiguador YSR 8-8-C.....	102
Fig. D.5. Compresor de tornillo BOGE CF25. ....	103
Fig. D.6. Tubo flexible PAN-V0-6x1-BL. ....	104
Fig. D.7. Racor rápido roscado QS-1/8-6. ....	105
Fig. D.8. Tubo flexible PUN-6x1-BL. ....	107
Fig. D.9. Racor rápido CK1/8-PK-4. ....	108

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1. Variables del proceso.....	10
Tabla 2.1. Descripción de los elementos de una banda transportadora. ....	15
Tabla 2.2. Propiedad física y químicas de materiales. ....	18
Tabla 2.3. Velocidades máximas recomendadas. ....	20
Tabla 2.4. Alturas (Hi) y distancias (Li) de la banda transportadora. ....	21
Tabla 2.5. Alturas (Hi) y distancias (Li) de la banda transportadora de 2200 mm de ancho. ....	23
Tabla 2.6. Descripción de la ecuación de capacidad volumétrica para bandas inclinadas. ....	25
Tabla 2.7. Resultados de la capacidad máxima de transporte ( $Q_i$ ) de la banda transportadora. ....	25
Tabla 2.8. Distancias de separación entre rodillos. ....	27
Tabla 2.9. Parámetros para la determinación de los pesos lineales de la banda. ....	27
Tabla 2.10. Resultados de los pesos lineales de la banda transportadora. ....	29
Tabla 2.11. Parámetros para el cálculo de resistencias en el punto de carga y limpieza de la banda. ....	31
Tabla 2.12. Resultados de resistencias en cada uno de los tramos rectos de la banda de 2200 mm de ancho. ....	32
Tabla 2.13. Coeficiente de resistencia por cambio de ángulo. ....	32
Tabla 2.14. Coeficiente de rozamiento entre la banda y tambor motriz. ....	33
Tabla 2.15. Tensiones de la banda transportadora de 2200 mm de ancho. ....	34
Tabla 2.16. Características de la cinta transportadora EP630/4 4+2 "N" "BGF". ....	36
Tabla 2.17. Diámetro de rodillos recomendados. ....	37
Tabla 2.18. Diámetros mínimos recomendados de los tambores. ....	38
Tabla 2.19. Factor de servicio de la maquina accionada $f_1$ . ....	40
Tabla 2.20. Factor de máquina de accionamiento $f_2$ . ....	40
Tabla 2.21. Resultados calculados para la selección del motorreductor. ....	40
Tabla 2.22. Características de los motorreductores. ....	41
Tabla 2.23. Modelos de arrancadores suaves SIRIUS de SIEMENS. ....	44
Tabla 3.1. Parámetros de cálculo de fuerza del sistema. ....	47
Tabla 3.2. Parámetros para el cálculo del diámetro del émbolo. ....	48
Tabla 3.3. Descripción de la ecuación de Euler y momento de inercia. ....	49
Tabla 3.4. Descripción de la ecuación de velocidad admisible de impacto. ....	52
Tabla 3.5. Parámetros para el cálculo de energía cinética. ....	53
Tabla 3.6. Características de amortiguadores. ....	54
Tabla 3.7. Parámetros de cálculo de consumo de aire de un cilindro. ....	55
Tabla 3.8. Parámetros de cálculo de caudal requerido para una electroválvula. ....	56
Tabla 3.9. Resultados del cálculo de caudal requerido para una electroválvula. ....	57
Tabla 3.10. Consumo de caudal de las unidades consumidoras. ....	58
Tabla 3.11. Consumo de caudal de las unidades consumidoras. ....	58
Tabla 3.12. Consumo total de aire comprimido del sistema neumático. ....	59
Tabla 3.13. Ingreso de parámetros. ....	59
Tabla 3.14. Resultados para cuando el pistón se despliega. ....	60
Tabla 3.15. Lista de piezas recomendadas. ....	61

Tabla 3.16. Resultados para cuando el pistón se extrae.....	63
Tabla 4.1. Características técnicas del sensor de proximidad SICK W23 Laser.....	67
Tabla 4.2. Características técnicas del sensor detector de color CVS1. ....	69
Tabla 5.1. Costos Materiales. ....	72
Tabla 5.2. Costos tablero de control. ....	74
Tabla 5.3. Costos montaje e instalación.....	74
Tabla 5.4. Total costos directos. ....	74
Tabla 5.5. Total costos.....	75
Tabla B.1. Resistencias de los tramos de la banda de 1000 mm de ancho.....	87
Tabla B.2. Tensiones de la banda transportadora de 1000 mm de ancho.....	88
Tabla C.1. Características del rodillo de impacto de 2200 mm de ancho. ....	90
Tabla C.2. Dimensiones del rodillo de impacto de 2200 mm de ancho. ....	91
Tabla C.3. Características del rodillo de impacto de 1000 mm de ancho. ....	91
Tabla C.4. Dimensiones del rodillo de impacto de 1000 mm de ancho. ....	92
Tabla C.5. Características del rodillo de retorno de 2200 mm de ancho. ....	93
Tabla C.6. Dimensiones del rodillo de retorno de 2200 mm de ancho. ....	93
Tabla C.7. Características del rodillo de retorno de 1000 mm de ancho. ....	94
Tabla C.8. Dimensiones del rodillo de retorno de 1000 mm de ancho. ....	94
Tabla C.9. Dimensiones del tambor motriz de 2200 mm de ancho. ....	95
Tabla C.10. Dimensiones del tambor motriz de 1150mm de ancho. ....	95
Tabla C.11. Dimensiones del contra tambor de 2200 mm de ancho. ....	96
Tabla C.12. Dimensiones del contra tambor de 1150 mm de ancho. ....	96
Tabla D.1. Hoja de datos del cilindro normalizado. ....	97
Tabla D.2. Características técnicas de la válvula de estrangulación FESTO serie GRLA-1/8-QS-6-D.....	99
Tabla D.3. Características técnicas de la electroválvula FESTO serie CPE14-M1BH-5J-1/8..	100
Tabla D.4. Características técnicas del amortiguador YSR-8-8-C.....	102
Tabla D.5. Características técnicas compresor de tornillo BOGE tipo CF25. ....	103
Tabla D.6. Cuadro general de aplicaciones de tubos flexibles y racores.....	103
Tabla D.7. Características técnicas del tubo flexible PAN-V0-6x1-BL. ....	105
Tabla D.8. Dimensiones del racor QS-1/8-6.....	106
Tabla D.9. Características técnicas del racor QS-1/8-6.....	106
Tabla D.10. Características técnicas del tubo flexible PUN-6x1-BL. ....	107
Tabla D.11. Características técnicas del racor rápido CK1/8-PK-4. ....	108

## RESUMEN

El presente proyecto propone un nuevo sistema de clasificación de Residuos Sólidos Municipales (RSM) para la ciudad de Loja, el cual se compone de dos etapas: la primera trata de la clasificación desde el hogar, mediante la separación de materiales por bolsas de diferente color, y la segunda etapa consta del diseño del sistema automático de reconocimiento y clasificación de los RSM en la planta de reciclaje, basado en la identificación de color.

Los materiales separados por bolsas, se trasladan hacia la planta de reciclaje, y descargadas en una banda transportadora, hacia las estaciones de clasificación. Cada estación de clasificación contienen dos sensores, uno para detectar la presencia de las bolsas y otro para detectar el color, una vez que se hayan activado los dos sensores, detectando el color predeterminado por la estación y determinando que la bolsa se encuentra en la posición correcta, el sistema de control accionará un cilindro neumático de doble efecto que retirará la bolsa hacia una banda transportadora de nivel inferior, que a su vez lleva la bolsa retirada a su contenedor correspondiente.

**PALABRAS CLAVES:** banda transportadora, cilindro neumático de doble efecto, residuos sólidos municipales, sistemas ópticos de clasificación, sensor fotoeléctrico.

## ABSTRACT

This project proposes a new classification system of Municipal Solid Waste (MSW) to the city of Loja, which consists of two stages: the first is the classification from home by separating materials of different color bags, and the second stage consists of the design of the automatic recognition and classification of the MSW in the recycling plant, based on the identification of color.

The materials separated bags, moved to the recycling plant, and discharged on a conveyor belt towards marshalling. Each sorting station containing two sensors, one to detect the presence of pockets and another for detecting the color once the two are activated sensors detecting the predetermined color and determining the station that the bag is in position correct, the control system will trigger a double-acting pneumatic cylinder that will remove the bag into a conveyor belt of lower level, which in turn leads to withdrawal its corresponding container bag.

**KEYWORDS:** conveyor belt, double acting pneumatic cylinder, municipal solid waste classification optical systems, photoelectric sensor.

## INTRODUCCIÓN

En la ciudad de Loja, desde 1996 se está ejecutando el Programa de Gerencia Integral de Desechos Sólidos (GIDS), administrada por el ilustre Municipio de Loja. Aunque no se ha podido comparar los resultados antes y después de la ejecución del mismo, por la inexistencia de estudios, el impacto es notable (Loor Mera, 2009).

El Programa de Gerencia Integral de los desechos sólidos en Loja, comprende: la construcción de una planta de reciclaje en el sitio del relleno sanitario, capacitación e introducción de un plan de reciclaje para la valoración de los residuos inorgánicos e inorgánicos, el tratamiento separado de los desechos biopeligrosos y capacitación a otros municipios sobre el sistema de clasificación (Laspina, 2003).

El plan de clasificación domiciliar se basa en la utilización de dos contenedores; uno de color verde para desechos orgánicos y otro de color negro para desechos inorgánicos con una capacidad de 55 litros, distribuidos por el Municipio y pagados por el ciudadano; los residuos orgánicos son recolectados 4 veces por semana, y los residuos reciclables 3 veces por semana (Laspina, 2003).

La planta de reciclaje construida en el sitio del relleno sanitario, aunque está diseñada para funcionar con 80 personas y equipada con una criba tambor para la eliminación mecánica de la fracción fina de los desechos no biodegradables, una banda transportadora para la separación manual de los desechos de fracciones vendibles, una prensa hidráulica para compactar papel, una lavadora-trituradora de vidrio y una balanza, tan solo cuentan con 20 trabajadores, llegando a recuperar solo el 15 % de los residuos inorgánicos y el 13 % de los residuos orgánicos (Laspina, 2003) & (PNUMA-ORPALC, 2007).

A pesar de los resultados, los porcentajes de recuperación de materiales son muy bajos, no llegando a ser ni el 50 % de reciclaje de los residuos, esto supone un grande problema para la ciudad. Debido a esto se propone un sistema de clasificación de residuos con la integración de nuevas tecnologías.

El sistema de clasificación se basará en el método usado por el grupo ENVAC AB OPTIBAG (envac group), principal proveedor a nivel mundial de sistemas de clasificación óptica.

OPTIBAG propone la gestión de residuos sólidos con la ayuda de un sistema de clasificación óptica totalmente automatizada; desarrollada en Suecia en 1989 y actualmente funciona en 16 ciudades de Escandinava y Francia. Esta técnica se basa en una serie de patentes propias que permiten la identificación y separación de las bolsas de plástico teniendo en cuenta su color (envac concept).

La clasificación de los residuos se la realiza con la separación desde la fuente de materiales en bolsas de diferentes colores; por ejemplo: las bolsas de color verde, podrían ser usadas para los residuos biodegradables. Todas las bolsas se colocan en un solo contenedor y luego son recogidas en un camión de recolección de residuos convencional y transportado a la planta de reciclaje automatizada.

Las bolsas son arrojadas a un pozo y transferidas a una banda transportadora, una vez que las bolsas se ordenan en la cinta transportadora, estas se clasifican utilizando la tecnología de cámaras que reconocen el color de las bolsas.

Cuando se detecta el color de la bolsa predeterminada se envía una señal que empuja la bolsa fuera de la cinta transportadora principal, a una segunda cinta hacia su recipiente apropiado.

Las ventajas que se obtuvieron son (envac group):

- Facilidad de añadir o cambiar el número de estaciones de clasificación en el futuro.
- Mejora en la clasificación y reciclado en las plantas de tratamiento de residuos.
- Fácil reciclado de residuos desde el origen.
- Reduce la cantidad de residuos mezclados.
- Menor trabajo de limpieza de los contenedores y trabajos de mantenimiento.
- Uso eficiente del volumen de contenedores.
- El uso de un solo contenedor para todos los tipos de residuos
- Reducción del uso de camiones de basura, pues ya no es necesaria la utilización de varios camiones de recogida para cada tipo de material y la reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub>.
- Reutilización de las bolsas.

## **OBJETIVOS**

### **Objetivo general**

Diseño del proceso tecnológico para clasificación automática de contenedores de RSM para la Ciudad de Loja.

### **Objetivos específicos**

- Proponer un proceso tecnológico de clasificación automática de contenedores de residuos sólidos municipales para la Ciudad de Loja.
- Diseñar el sistema de control automático del proceso tecnológico de clasificación de contenedores de residuos sólidos municipales en la planta de reciclaje de la Ciudad de Loja.
- Diseñar el sistema eléctrico y electrónico del proceso tecnológico de clasificación automática de contenedores de residuos sólidos municipales.
- Determinar el presupuesto del sistema.

## **CAPITULO I**

### **PROCESO TECNOLÓGICO**

## 1. Descripción del proceso tecnológico

Como ya se había mencionado anteriormente el proceso de clasificación de los residuos para la ciudad de Loja, se basará en la invención del grupo ENVAC AB OPTIBAG (envac group) y a la Patente Europea AB ES 2 144 127 T3 (Wahlquist, 2000).

Este proceso se compone de dos etapas:

- La clasificación domiciliaria
- La clasificación final en la planta de reciclaje

En la primera etapa la clasificación lo realizará cada ciudadano, separando los residuos en bolsas de diferente color, de acuerdo al tipo de material. En la segunda etapa se automatiza el sistema de clasificación de las bolsas en la planta de reciclaje de la Ciudad.

### 1.1. Clasificación domiciliaria.

La clasificación domiciliaria, se la realizará mediante la separación de 5 tipos de materiales, colocadas en bolsas de diferentes colores, descritas a continuación:

- Los residuos de alimentos se coloca en bolsas verdes.
- El plástico en bolsas de color azul.
- Cartón ligero y de bebidas se colocan en una bolsa de color naranja.
- Los residuos de papel y cartón corrugado se coloca en bolsas de color rojo.
- La basura o material no reciclable se colocan en bolsas de color blanco o en este caso en bolsa de diferente color a las descritas anteriormente.

Se recomienda el uso de bolsas de polietileno, de mayor resistencia al impacto, y elongación para evitar que estas se desgarran al ser descargadas por los camiones recolectores en la banda transportadora.

A continuación se describen los diversos materiales que se pueden colocar en cada una de las bolsas para una correcta clasificación domiciliaria:

#### 1.1.1. Bolsas verdes.



Fig. 1.1. Materiales aceptables para bolsas de color verde.

Fuente: (envac group).

En estas bolsas se colocarán aquellos residuos como: desperdicios de alimentos, restos de comida, restos de café, bolsitas de té, toallas de papel, residuos de plantas, residuos de jardín. Las bolsas no deben estar demasiado llenas, pues estas podrían romperse durante el proceso de clasificación en la planta de reciclaje.

### 1.1.2. **Bolsas azules.**



Fig. 1.2. Materiales aceptables para bolsas de color azul.

Fuente: (envac group).

Para este tipo de bolsas se colocarán dos tipos de plástico:

- Plástico blando: bolsas, papel de aluminio, bolsas de papas fritas, envolturas de plástico, fundas de café, vasos desechables de plástico.
- Plástico duro: botellas, latas, vasos de yogurt, botellas de champú, botellas de detergente, a excepción de juguetes.

### 1.1.3. **Bolsas naranjas.**



Fig. 1.3. Materiales aceptables para bolsas de color naranja.

Fuente: (envac group).

En estas bolsas se colocarán aquellos materiales de cartón, tales como:

- Cartón ligero: cajas de pizza, cartones de huevos, cajas de zapatos, empaques de crema.
- Envases de bebidas: cartón de leche, cartón de jugo, cartón de tetra pack.

#### 1.1.4. Bolsas rojas.



Fig. 1.4. Materiales aceptables para bolsas pequeñas de color rojo.

Fuente: (envac group).

Se colocarán materiales como: periódicos, revistas, catálogos, sobres, bolsa de papel, cartón corrugado.

#### 1.1.5. Bolsas de color blanco o negro.



Fig. 1.5. Materiales considerados no reciclables.

Fuente: (envac group).

En este tipo de bolsas se colocarán aquellos materiales que no se pueden reciclar, considerada como basura, destinadas directamente al relleno sanitario, tales como: pañales, sacos, plumas, CD/disquetes, tubos de pasta de dientes, arena para gatos, residuos de mascotas, pañales, productos de higiene femenina, papel sucio de baño, ceniza, aserrín, entre otros. Para este tipo de materiales se pueden utilizar bolsas de color diferentes a las mencionadas anteriormente.

### 1.2. Clasificación final en la planta de reciclaje.

Una vez realizada la clasificación domiciliaria, la basura es transportada a la planta de reciclaje del Municipio de la Ciudad, en donde se plantea la implementación de un sistema automático de clasificación de RSM, en la Fig. 1.6 se muestra el diagrama de bloques del sistema automático para la clasificación de las bolsas.

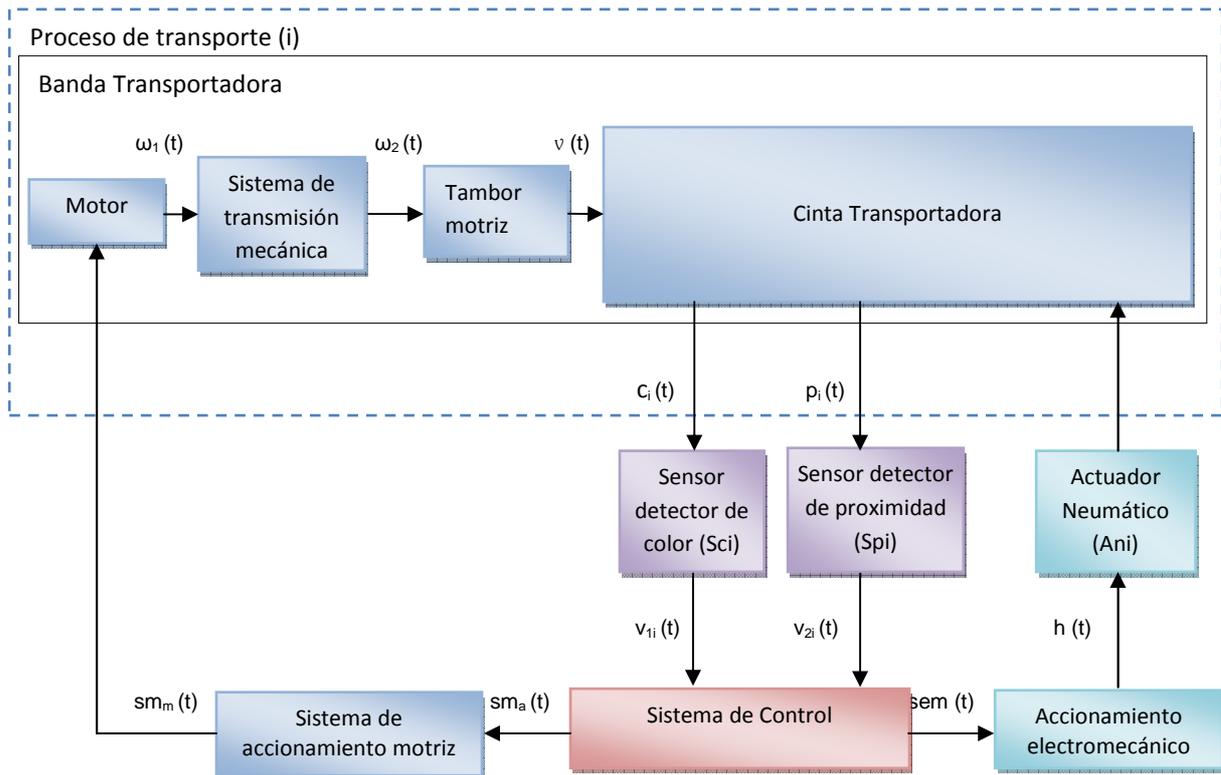


Fig. 1.6. Diagrama de bloques del sistema automático de clasificación de RSM.

El sistema de control automático consta de los siguientes elementos:

- Banda transportadora.
- Sensores para la detección de color y detección de presencia de las bolsas.
- Sistema de control del proceso.
- Actuadores neumáticos para clasificar las bolsas.
- Sistema de accionamiento del sistema motriz.

### 1.2.1. Variables del proceso.

Al analizar el sistema, se describen las siguientes variables:

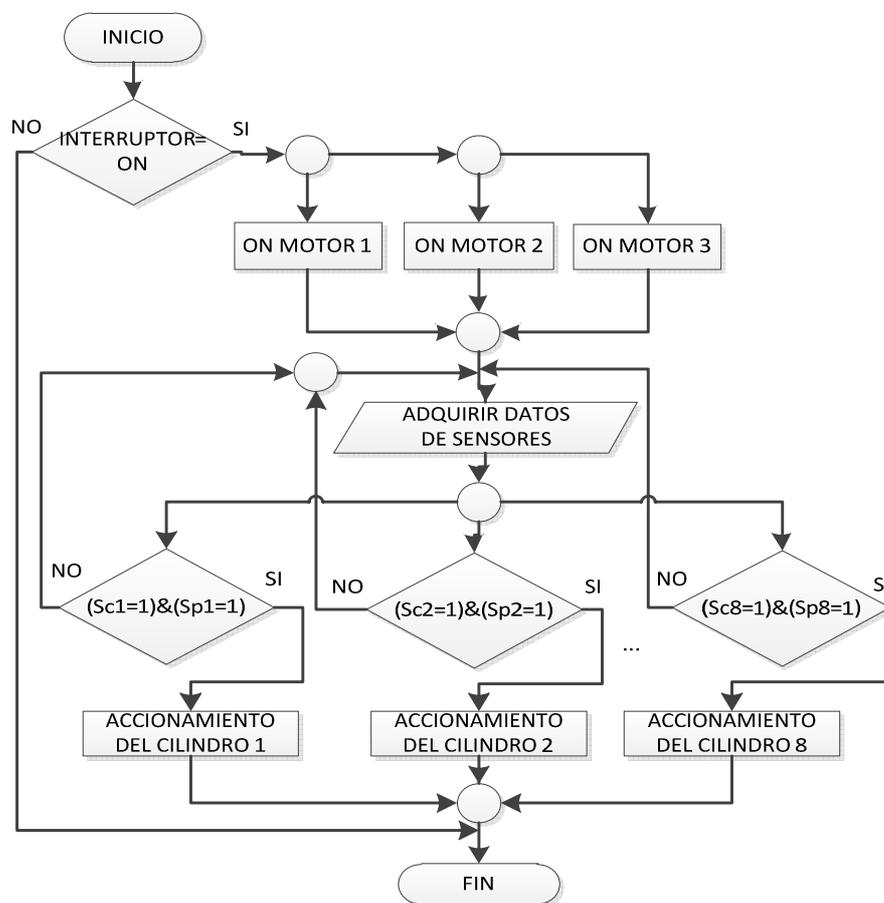
Tabla 1.1. Variables del proceso.

Variable	Símbolo
Velocidad angular del motor	$\omega_1(t)$
Velocidad angular del sistema de transmisión	$\omega_2(t)$
Velocidad lineal de la banda	$v(t)$
Color de la bolsa de basura	$c_i(t)$
Ubicación de la bolsa de basura, en la estación	$p_i(t)$
Voltaje de salida del sensor detector de color	$v_{1i}(t)$
Voltaje de salida del sensor detector de proximidad	$v_{2i}(t)$

Señal de entrada al sistema de accionamiento motriz	$sm_a(t)$
Señal de activación o parada del motor	$sm_m(t)$
Señal de entrada al sistema de accionamiento electromecánico	$sem(t)$
Señal de activación del actuador neumático	$h(t)$

### 1.2.2. Diagrama de flujo.

El diagrama de flujo representa el algoritmo básico para el sistema automático de clasificación óptica.



### 1.2.3. Descripción del proceso.

Una vez que se tenga una correcta separación de los materiales desde la fuente, todas las bolsas se colocan en un solo contenedor y se recogerán en días y horarios predeterminados, trasladándolos hacia la planta de clasificación.

Las bolsas recogidas se descargan en una banda transportadora de 2200 mm de ancho, que a su vez dividirá la producción en dos bandas transportadoras, cada una de 1000 mm de ancho; en este trayecto las bolsas se ordenarán de tal manera que se colocan una tras

otra, hasta conducir las a las estaciones de clasificación, donde serán clasificadas dependiendo del color de las bolsas, cada estación será capaz de detectar un solo color a la vez. Refiérase a la Fig. 1.7.

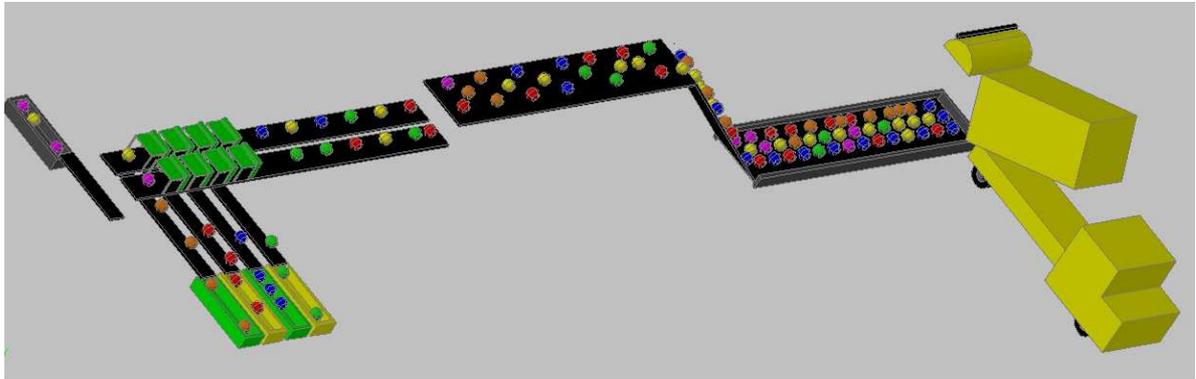


Fig. 1.7. Esquema isométrico del sistema automático de clasificación de RSM.

Puesto que se clasificarán cinco tipos de materiales, el diseño comprende el uso de cuatro estaciones de clasificación; para aquellas bolsas del color blanco, negro o de cualquier otro color no especificadas anteriormente, no es necesaria la utilización de una estación, estas se pueden trasladar hacia el final de la banda para su recogida y posterior traslado hacia el relleno sanitario. Refiérase a la Fig. 1.8.

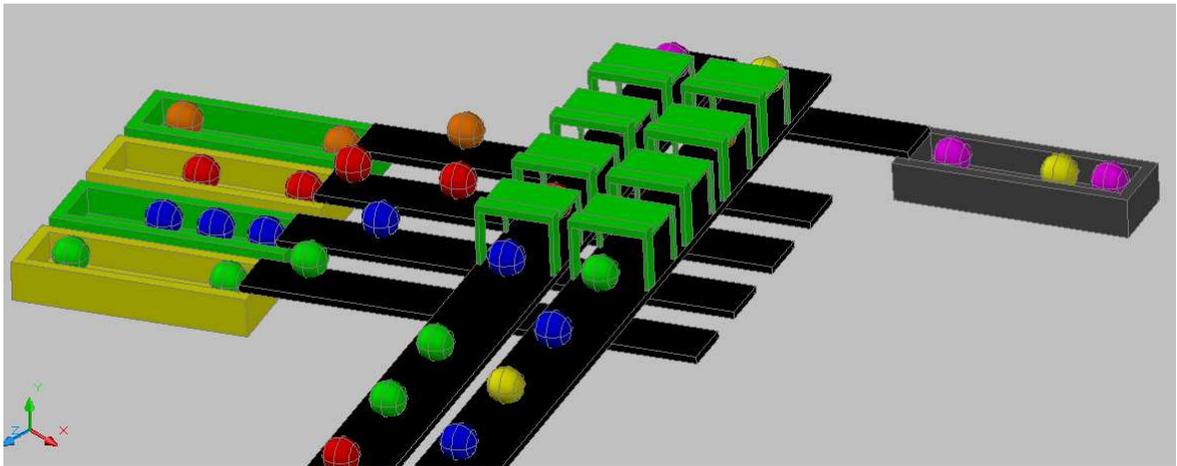


Fig. 1.8. Esquema isométrico de las estaciones de clasificación.

Durante el traslado de las bolsas en la banda transportadora hacia la estación de clasificación, los sensores monitorearán el color y presencia de las mismas. Si el color de la bolsa corresponde al de la estación y se encuentra en la posición adecuada se accionará el

cilindro neumático para su correcta clasificación. La disposición de equipamiento se lo ejemplifica en la Fig. A.1 y Fig. A.2 del Anexo A.

Cada una de las dos bandas de 1000 mm de ancho (1), contienen cuatro estaciones de clasificación (2, 3, 4 y 5), en estas estaciones se emplean dos sensores: uno de ellos para la detección de color (6) y otro para la detección de posición (7); una vez que el dispositivo controlador haya recibido una señal de activación de los dos sensores, accionará el cilindro neumático de doble efecto (8), para retirar la bolsa (9) hacia las bandas transportadoras de nivel inferior, de 1000 mm de ancho, que a su vez serán trasladadas hacia el contenedor correspondiente. Refiérase a la Fig. A.2 del Anexo A.

## **CAPITULO II**

### **SISTEMA MECÁNICO**

## 2. Banda transportadora

El sistema mecánico comprende el diseño del transportador de acuerdo a los requerimientos del sistema. Se considera que es uno de los elementos de importancia del sistema automático, pues la suspensión del funcionamiento de este elemento, causado por un mal dimensionamiento, puede provocar la detención de todo el sistema.

Existen varios tipos de transportadores, pero el más adecuado para esta aplicación es la banda transportadora; cuya función es la de trasladar de forma continua materiales que se colocan en su parte superior. Los elementos que conforman la banda transportadora se la describe en la Tabla 2.1, de acuerdo a la Fig. 2.1.

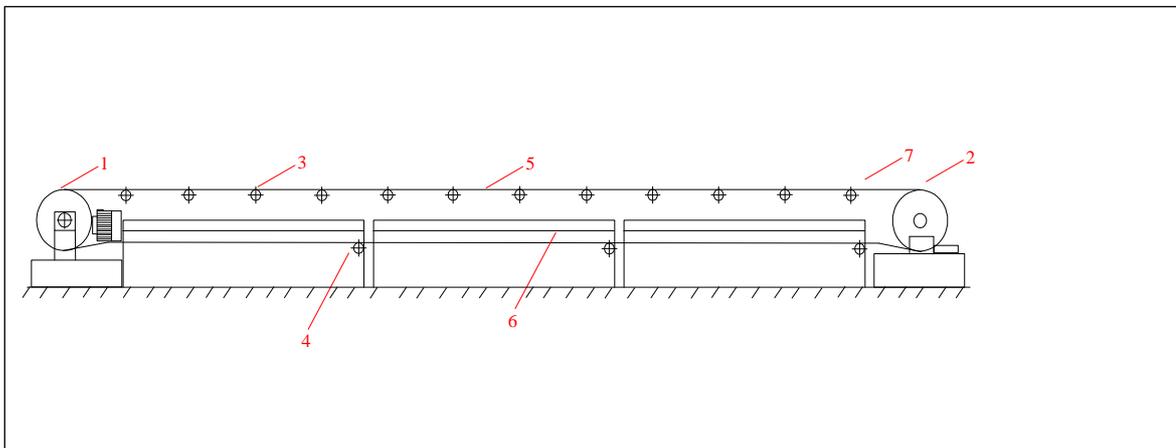


Fig. 2.1. Esquema básico de una banda transportadora.

Fuente: (Hinojosa, 2002).

Tabla 2.1. Descripción de los elementos de una banda transportadora.

Ítem	Elementos	Descripción
1	Cabezal Motriz	Es el encargado de dar potencia y fuerza para mover la cinta transportadora. Está compuesto de un tambor motriz, motor, sistema de transmisión de potencia que comprende: un reductor de velocidad, cadena o polea, etc.
2	Cabezal de retorno	Sostienen la banda y garantizan el deslizamiento libre de la carga, consta de un tambor, eje de tambor, chumaceras, unidad limpiadora
3	Rodillos superiores	Sostienen la cinta en el tramo de la carga
4	Rodillos inferiores	Soportan a la cinta transportadora en la trayectoria de retorno sin el material.
5	Cinta	Consiste de un tejido de alambre o textil, encargada de absorber

	transportadora	las fuerzas de tracción generadas por el material
6	Bastidor de soporte	Sirve de apoyo para los rodillos y pueden fabricarse para soporte de la banda en caso del transporte de material en alturas.
7	Zona de transferencia del material	Es aquella zona en la que el material se encuentra en el cabezal de retorno, dispuesto a caer en la cinta siguiente, describiendo una trayectoria parabólica. El impacto que se produce en la cinta por la caída del material es perjudicial para la banda, para evitar esto se debe procurar que la altura de caída sea mínima.

Fuente: (Hinojosa, 2002).

## 2.1. Criterios de diseño.

Entre los factores que influyen para el correcto dimensionamiento de la banda transportadora son: las características del material a transportar, capacidad de transporte, velocidad de la banda, y, el perfil de la banda transportadora.

### 2.1.1. Características del material.

El material que se va a transportar es uno de los parámetros importantes para el diseño de una banda transportadora, entre ellas están: peso específico del material, abrasividad, ángulo de talud o reposo, ángulo de sobrecarga y el tamaño del material.

#### 2.1.1.1. Peso específico del material ( $\gamma$ ).

Puesto que para la ciudad de Loja, no existen estudios detallados en la determinación del peso específico de los residuos sólidos que se generan al día, se tomarán los resultados obtenidos de la "Propuesta para la gestión integral de residuos sólidos en la Ciudad de Vinces, Provincia de los Ríos-Ecuador" (Acosta Loyola, 2005), en base a la Norma Técnica de SEDUE México (Secretaría de Desarrollo Urbano y Ecología):

- NTRS-3- MUESTREO-METODO DE CUARTEO: para la determinación del peso volumétrico de los residuos sólidos por cada vivienda.
- NTRS -4- PESO VOLUMÉTRICO

De este estudio se determinó que la densidad máxima de residuos sólidos ( $\rho$ ), generados al día es de  $361 \text{ kg/m}^3$ , cuyos resultados fueron obtenidos de la utilización de recipientes de  $0,022 \text{ m}^3$ , para determinar el peso de los residuos se la determina con el despeje de la fórmula de densidad, Ecuación (2.1), cuyo peso obtenido es de 7,9 kg.

$$\rho = \frac{p}{v} \quad (2.1)$$

### 2.1.1.2. Abrasividad del material.

La abrasividad de un material se clasifican según la dureza del material en: moderadamente abrasivos, abrasivos, muy abrasivos o extremadamente abrasivos. Se considera no abrasivo para materiales con peso específico de 0,5 a 1,5 t/m<sup>3</sup>, medianamente abrasivos con peso específico de 1,5 a 2 t/m<sup>3</sup>, y para materiales abrasivos, pesados y cortantes, para pesos mayores a 2 t/m<sup>3</sup> (Grupo RUMELCA).

Para nuestro estudio el peso específico del material es de 361 kg/m<sup>3</sup>, considerándolo como material no abrasivo.

Este parámetro influye en gran medida en la dureza, espesor y número de capas de la cinta transportadora, para evitar su desgaste por el impacto producido del material en ella.

### 2.1.1.3. Ángulo de talud o reposo ( $\alpha$ ).

El ángulo de reposo definido también como el ángulo de rozamiento natural, es el ángulo que el tamaño del material forma con respecto al plano horizontal, cuando se deja caer libremente el material (Grupo RUMELCA). Refiérase a la Fig. 2.2.

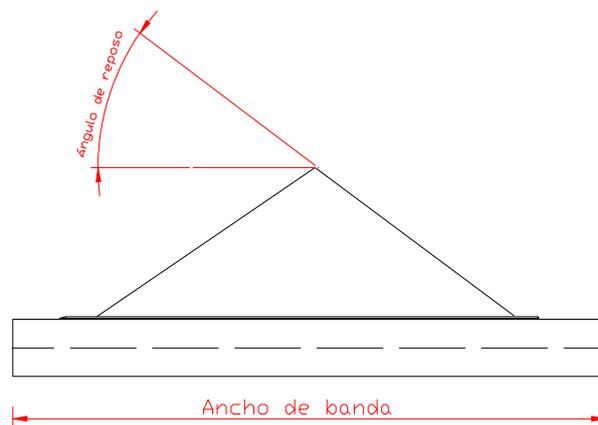


Fig. 2.2. Ángulo de reposo o talud.

Fuente: (Hinojosa, 2002)

Puesto que no existe información del ángulo de reposo para nuestro material que se va a transportar, para determinarla usaremos la Tabla 2.2, en base al peso específico y abrasividad del material.

De acuerdo a lo anterior, considerándose que: el material es no abrasivo y sus pesos específicos están comprendidos entre 300 a 400 kg/m<sup>3</sup>, el ángulo de talud del material es de 35° y el ángulo de sobrecarga de 20°. Refiérase a la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Propiedad física y químicas de materiales.

Material		Peso específico kg/m <sup>3</sup>	Abrasividad	Angulo de reposo del material	Angulo de sobrecarga
Tipo	Condición			Grados	Grados
Madera	Tacos	500	No abrasivo	30-35	20
	Viruta	200-500	No abrasivo	40	30
Salvado	Afrecho	300	No abrasivo	20-30	10
Semilla de algodón	A granel, seca	300-400	No abrasivo	35	20
Viruta de madera	Chispeado	300-700	No abrasivo	40	30

Fuente: (PIRELLI).

#### 2.1.1.4. Ángulo de sobrecarga ( $\sigma$ ).

Es el ángulo que forma el material sobre la banda transportadora en movimiento con respecto al plano horizontal. Este ángulo normalmente es de 5° a 20° inferior al ángulo de reposo (Hinojosa, 2002). Ver Fig. 2.3.

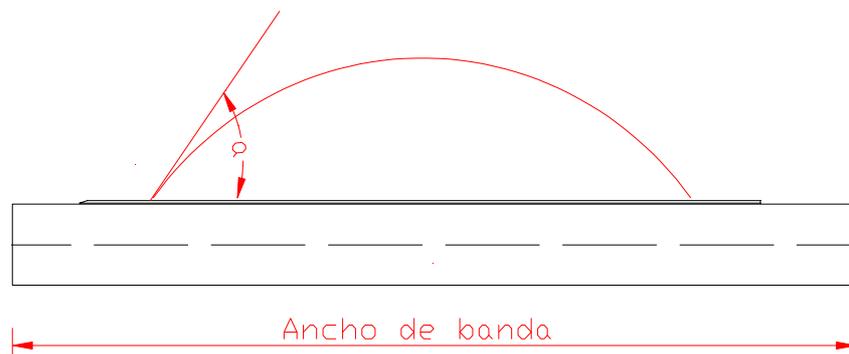


Fig. 2.3. Ángulo de sobrecarga.

Fuente: (Hinojosa, 2002)

#### 2.1.1.5. Máximo tamaño del material.

Puesto que el material que se va a transportar son bolsas de residuos generados en los diferentes domicilios de la ciudad, se define que el tamaño máximo del material es de 400

mm de diámetro. Este parámetro es importante para la selección del ancho de la banda, rodillos, tambor motriz y contra tambor.

### **2.1.2. Capacidad requerida.**

La capacidad de la banda se la expresa en toneladas por hora, se refiere a la capacidad que la banda transportadora deberá ser capaz de abastecer en base a la generación total diaria de residuos sólidos en la Ciudad (CRS), este valor es directamente proporcional a la producción per-cápita y al número de habitantes de la localidad. Refiérase a la Ecuación (2.2).

$$CRS = PPC * P_o \quad (2.2)$$

La Producción per-cápita (PPC) para la ciudad de Loja es de 0,59 kg/hab/día para el área urbana, valor que se lo ha determinado en base al informe “Perspectivas del Medio Ambiente en la Ciudad de Loja-Geo” (PNUMA-ORPALC, 2007). Mientras que en base a proyecciones poblacionales del Instituto Nacional de Estadísticas y Censos (INEC), para el 2018, se estableció una población de 511.184 habitantes.

Una vez determinada la población y la PPC se puede determinar la generación total diaria de residuos sólidos en la provincia de Loja, para el 2018 se proyectó una generación total diaria de residuos sólidos de 301,6 ton/día.

De acuerdo a esto se tiene que la producción de residuos sólidos diarios es de 301,6 toneladas, por lo tanto la capacidad de la banda deberá ser tal que pueda abastecer esta producción.

### **2.1.3. Velocidad de la banda.**

Las características físicas del material a transportar influyen en la velocidad de funcionamiento de la banda, para materiales ligeros tales como cereales, materiales triturados, se pueden permitir velocidades elevadas de hasta 8 m/s y superiores, pero con el aumento del tamaño del material, de su abrasividad y peso específico, es necesario reducir la velocidad, para aquellos materiales no triturados se pueden trasladar a velocidades moderadas desde 1,5 m/s a 3,5 m/s (Grupo RUMELCA).

La velocidad de la banda se la puede determinar mediante el uso de la Tabla 2.3, en ella se muestran las velocidades máximas recomendadas en función del tamaño del material,

para nuestro caso, como el tamaño máximo del material es de 400 mm, la velocidad recomendable es de 4 m/s.

Tabla 2.3. Velocidades máximas recomendadas.

Tamaño Dimensiones máximas		Banda Ancho mín.	Velocidad máxima			
Uniforme hasta mm	Mixto hasta mm		A m/s	B	C	D
50	100	400	2,5	2,3	2	1,65
75	150	500				
125	200	650	3	2,75	2,38	2
170	300	800	3,5	3,2	2,75	2,35
250	400	1000	4	3,65	3,15	2,65
350	500	1200				
400	600	1400	4,5	4	3,5	3
450	650	1600				
500	700	1800	5	4,5	3,5	3
550	750	2000				
600	800	2200	6	5	4,5	4

Fuente: (Grupo RUMELCA).

Puesto que la velocidad recomendable anteriormente, es demasiado alta, este parámetro se la determinará, considerando la capacidad requerida del sistema. El transportador deberá ser capaz de cumplir 301,6 toneladas en 8 horas, equivalente a 37,7 toneladas en una hora de trabajo, o lo que es también una tonelada cada 95,5 segundos. De acuerdo a los requerimientos de diseño la longitud de la banda será de 30 m, por tanto en 95,5 segundos la banda deberá efectuar una revolución, es decir que deberá de recorrer el doble de la distancia, equivalente a una longitud de 60 m, conforme a la fórmula de velocidad, se obtiene una velocidad de 0,6 m/s o lo que es lo mismo a 60 cm/s (Enríquez Guevara, 2008) & (CONTITECH).

#### 2.1.4. Perfil de la banda.

Se define la trayectoria de la banda desde el punto de carga (cabezal motriz) hacia la descarga del material (cabezal retorno). El sistema consta de 7 bandas: la primera banda de un ancho de 2200 mm, será la que recibirá toda la producción del material y la transportará hacia dos bandas de 1000 mm de ancho que contendrán las estaciones de clasificación, que dirigirán las bolsas hacia cuatro bandas de nivel inferior de 1000 mm de

ancho, que transportarán las bolsas hacia su contenedor correspondiente. El perfil de la banda se muestra en la Fig. 2.4, mientras que en la Tabla 2.4 sus longitudes y alturas.

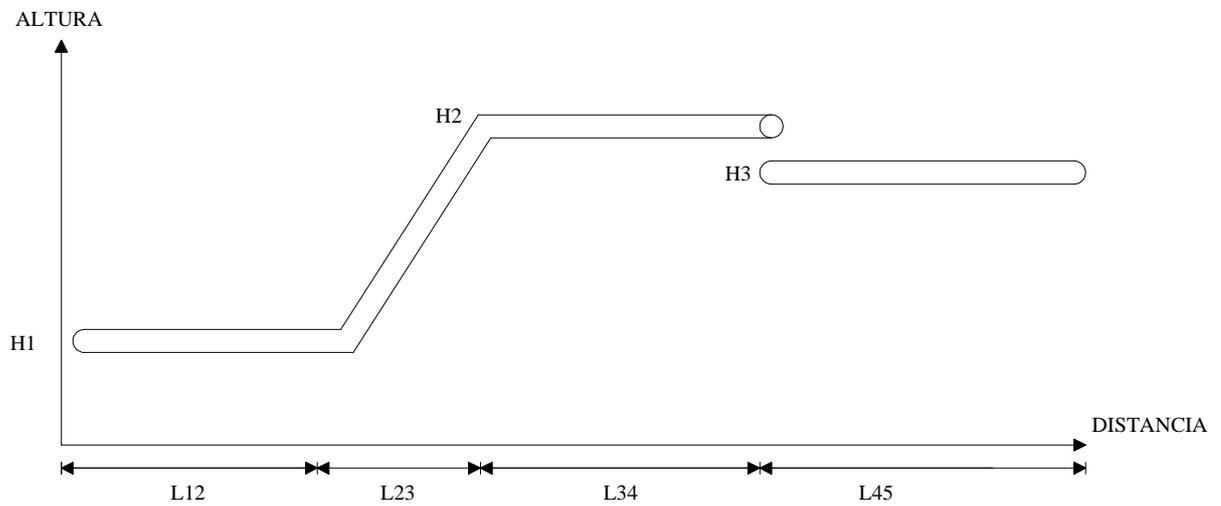


Fig. 2.4. Perfil de la banda.

Tabla 2.4. Alturas ( $H_i$ ) y distancias ( $L_i$ ) de la banda transportadora.

Parámetros de diseño	
H1	5 m
H2	11 m
H3	10 m
L12	11 m
L23	7 m
L34	12 m
L45	30 m

#### 2.1.4.1. Angulo máximo de inclinación ( $\beta$ ).

Es el ángulo por el cual el material es transportado sobre la banda, cuanto mayor sea este ángulo de inclinación, existe una mayor probabilidad de causar la rodadura del material en la banda. Además existen otros factores que causan este tipo de efecto (habasit):

- Superficie y material de la cinta.
- Temperatura, humedad y ensuciamiento de la cinta.
- Características del material transportado.

Para contrarrestar aquellos inconvenientes relacionados con el material y superficie de la banda, existen cintas rugosas y con perfiles, ideales para diseños en bandas inclinadas. Entre los perfiles que podemos encontrar se muestran en la Fig. 2.5.

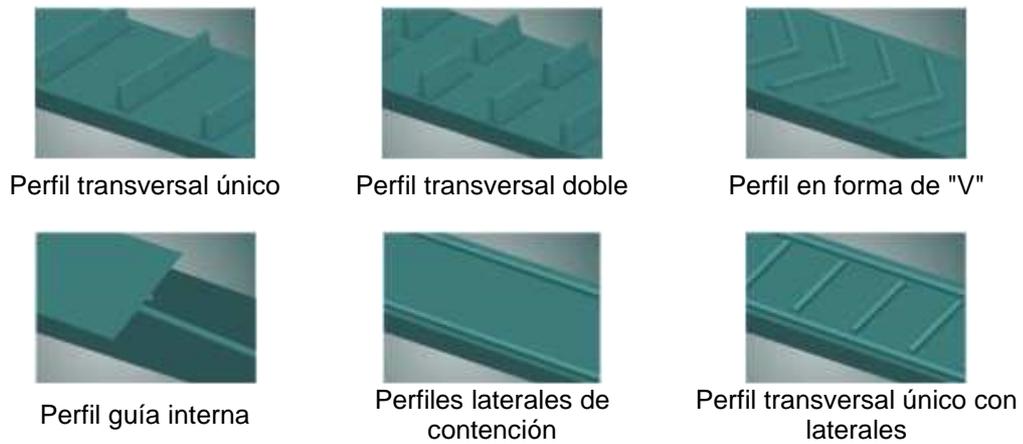


Fig. 2.5. Tipos de perfiles para cintas transportadoras.  
Fuente: (Esbelt S.A.)

Para aquellas cintas con superficies suaves y adhesivas se las puede utilizar con ángulos de inclinación de hasta 20°, mientras que para superficies con perfiles se las puede utilizar con inclinaciones de hasta 45° (habasit).

Se determina el ángulo máximo de inclinación con la Ecuación (2.3), en base al perfil de la Fig. (2.6), cuyas longitudes y alturas se observan en la Tabla 2.5.

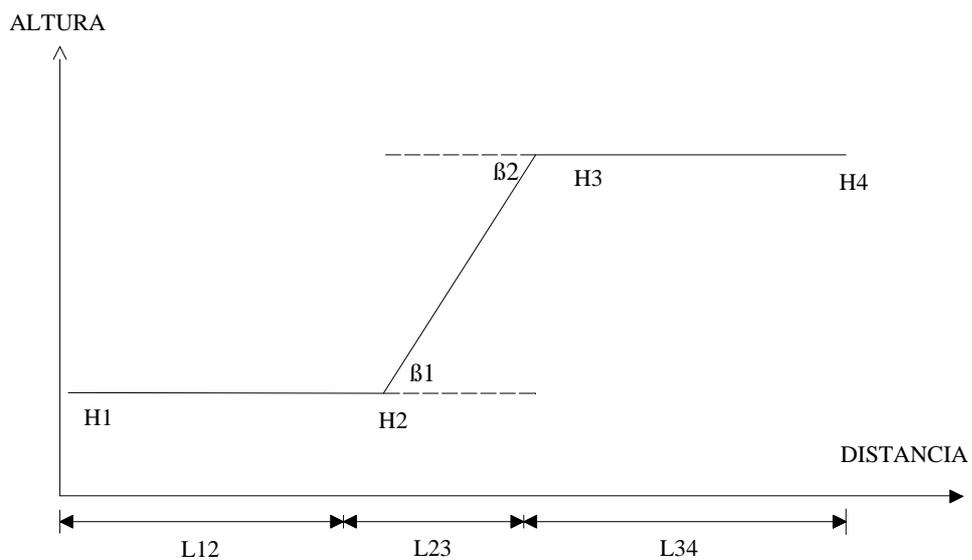


Fig. 2.6. Perfil de la banda transportadora de 2200 mm de ancho.

Tabla 2.5. Alturas (Hi) y distancias (Li) de la banda transportadora de 2200 mm de ancho.

Parámetros de diseño	
H1	5 m
H2	5 m
H3	11 m
H4	11 m
L12	11 m
L23	7 m
L34	12 m

$$\beta_i = \text{ArcTan} \left[ \frac{\text{Abs}[H_i - H_j]}{L_{23}} \right] \frac{180}{\pi} \quad (2.3)$$

$$\beta_1 = \text{ArcTan} \left[ \frac{\text{Abs}[H_3 - H_2]}{L_{23}} \right] \frac{180}{\pi} = 40^\circ$$

$$\beta_2 = \text{ArcTan} \left[ \frac{\text{Abs}[H_3 - H_2]}{L_{23}} \right] \frac{180}{\pi} = 40^\circ$$

El máximo ángulo de inclinación determinado es de 40°.

## 2.2. Parámetros de cálculo de la banda.

Los parámetros de cálculo, necesarios para seleccionar los elementos de la banda transportadora son: ancho de la banda, capacidad máxima de transporte, tensión de la banda y potencia.

### 2.2.1. Ancho de banda.

El ancho de banda se la determina en función de la cantidad de material a transportar, es así que para la transportación de cuerpos sólidos, el ancho de banda se selecciona según las dimensiones de la carga o el material, de acuerdo a la Ecuación (2.4), donde  $d_{MAX}$  es el diámetro máximo de la bolsa (en mm) y  $B_R$  es el ancho de la banda recomendado (Martínez Grave de Peralta).

$$B_R \geq 2 * d_{MAX} + 200 \quad (2.4)$$

El resultado obtenido es de un ancho de banda igual a 1000 mm. Una vez establecido el ancho de la banda, con la Ecuación (2.5) se verifica que este valor es el correcto (Grupo RUMELCA).

$$B_R \geq 2,5 * d_{MAX} \quad (2.5)$$

Se obtiene el mismo resultado, comprobándose que el ancho de banda calculado es el correcto. Los anchos de banda estandarizados se pueden encontrar de hasta 2200 mm, el mismo que se utilizará para la primera banda transportadora y para las bandas restantes de un ancho igual a 1000 mm.

### 2.2.2. Capacidad máxima de transporte.

La capacidad volumétrica de la banda transportadora está determinada por el área de sección transversal de la carga, que puede ser acumulada encima de la cinta sin ocasionar derrame. El área de sección transversal de la carga se la determina con la Ecuación (2.6), de acuerdo a la forma de los rodillos a utilizar en la banda transportadora, y ancho de la banda (Hinojosa, 2002).

$$A = \frac{1}{4} b^2 [\tan \sigma] \quad (2.6)$$

$$b = 0,9B - 0,05 \quad \text{Si } B < 2 \text{ m} \quad (2.7)$$

$$b = B - 0,2 \quad \text{Si } B > 2 \text{ m} \quad (2.8)$$

Dónde B es el ancho de la banda (m), A es el área de sección transversal de la carga ( $\text{m}^2$ ) y  $\sigma$  es el ángulo de sobrecarga ( $^\circ$ ).

La clasificación de acuerdo a la forma de los rodillos tenemos: rodillos en terna (tres rodillos), rodillos en bina (dos rodillos) y rodillos planos (un rodillo), para nuestro caso utilizaremos los rodillos planos. Refiérase a la Fig. 2.7.

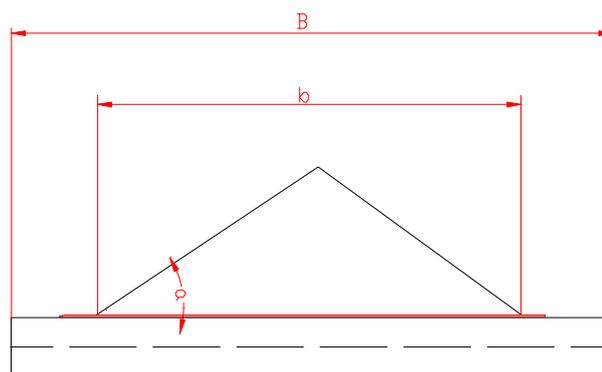


Fig. 2.7. Forma de los rodillos en la banda transportadora.

Fuente: (Hinojosa, 2002).

Una vez conocida el área de sección transversal y velocidad de la banda, la capacidad volumétrica  $Q_v$ , se la calcula con la Ecuación (2.9).

$$Q_v = 3600 * A * v \quad (2.9)$$

Para aquellas bandas con inclinación ascendente o descendente, la capacidad volumétrica de la banda se reduce de acuerdo al factor de inclinación de la banda (k), dada por la Ecuación (2.10) y (2.11). Mientras que en la Tabla 2.6 se describen las variables de las ecuaciones mencionadas (Hinojosa, 2002).

$$Q_v = 3600 * A * v * k \quad (2.10)$$

$$k = 1 - 1,64 \left[ \frac{\beta * \pi}{180} \right]^2 \quad (2.11)$$

Tabla 2.6. Descripción de la ecuación de capacidad volumétrica para bandas inclinadas.

Símbolo	Descripción
$Q_v$	Capacidad volumétrica de la banda (m <sup>3</sup> /h)
A	Área de sección transversal (m <sup>2</sup> )
V	Velocidad de la banda (m/s)
K	Factor de inclinación de la banda
B	Angulo de inclinación de la banda (°)

La capacidad de transporte en toneladas por hora se la obtiene multiplicando la capacidad volumétrica ( $Q_v$ ), por el peso específico del material transportado ( $\gamma$ ). Refiérase a la Ecuación (2.12).

$$Q_t = \gamma * Q_v \quad (2.12)$$

El peso específico del material como ya se había mencionado en la Sección 2.2.1.1 es de 0,361 ton/m<sup>3</sup>, teniendo todos los parámetros requeridos para este cálculo en la Tabla 2.7 se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 2.7. Resultados de la capacidad máxima de transporte ( $Q_t$ ) de la banda transportadora.

Banda transportadora	$Q_t$ (ton/h)
Banda Transportadora de 2200mm	57 ton/h
Banda Transportadora de 1000mm	55 ton/h

La capacidad máxima de transporte para la banda transportadora de 2200 mm es de 57 ton/h, mientras que para las bandas transportadoras de 1000 mm de ancho es de 55 ton/h.

### **2.2.3. Tensión en la banda.**

Con el cálculo de tensión en cada uno de los puntos de la banda, se puede calcular la potencia necesaria para poner en funcionamiento el transportador, pues esta fuerza de accionamiento se produce por las diferencias entre las tensiones de entrada y salida de la banda en el tambor motriz (Páez Aguinaga & Vinuesa Carrillo, 2010). Por ello se debe tener en cuenta la tensión necesaria para mover la banda vacía y desplazar el material sobre la misma, venciendo ciertas fricciones generadas por el peso de la banda, rodillos, tambor y la carga o material transportado.

Para este cálculo primero debemos obtener:

- Peso lineal de las partes móviles de la banda
- Resistencias al movimiento de la banda

#### *2.2.3.1. Cálculo de pesos lineales.*

El peso lineal de las partes móviles del transportador comprende: el peso de la cinta, el peso del material, el peso de los rodillos superiores e inferiores, llamados rodillos de la rama cargada y rama vacía; refiriéndonos como rama cargada a los rodillos ubicados en la parte superior de la banda, aquellos que transportan a la carga, y como rama vacía a los rodillos ubicados en la parte inferior de la banda. Los pesos de cada uno de los elementos están especificados por el fabricante, en la hoja de características de cada uno de ellos. Refiérase al Anexo C.

Generalmente se recomiendan que la distancia de separación entre los rodillos de impacto sea de un metro y para los rodillos de retorno de tres metros. Sin embargo esto lo podremos determinar con el uso de la Tabla 2.8, en base al peso específico del material y el ancho de la banda.

Tabla 2.8. Distancias de separación entre rodillos.

Ancho banda  Mm	Paso de las estaciones			Retorno  m
	Ida			
	Peso específico del material a transportar t/m <sup>3</sup>			
	< 1,2 m	1,2 – 2,0 M	> 2,0 m	
300	1,65	1,50	1,40	3,0
400				
500				
650				
800	1,50	1,35	1,25	3,0
1000	1,35	1,20	1,10	3,0
1200	1,20	1,00	0,80	3,0
1400				
1600				
1800				
2000	1,00	0,80	0,70	3,0
2200				

Fuente: (Grupo RUMELCA).

Obteniendo todos los datos necesarios para determinar el cálculo de los pesos lineales de la banda se procede a calcularlos en base a la Tabla 2.9.

Tabla 2.9. Parámetros para la determinación de los pesos lineales de la banda.

Parámetros de diseño		
Q	55 - 57 t/h	Productividad
$\Lambda$	0,361 t/m <sup>3</sup>	Peso volumétrico del material
$d_{MAX}$	400 mm	Tamaño máximo del material
$\Phi_T$	35 °	Angulo de reposo o talud
V	0,6 m/s	Velocidad lineal de la banda
qb'	50.96 N/m <sup>2</sup>	Peso de banda
Rodillos 2200 mm de ancho	89,3 kg	Peso de rodillo de la rama cargada
	52 kg	Peso de rodillo de la rama vacía
Rodillos 1000 mm de ancho	13,8 kg	Peso de rodillo de la rama cargada
	7,1 kg	Peso de rodillo de la rama vacía

Peso lineal de la banda transportadora ( $q_b$ ), se relaciona con el peso de la banda y el ancho de la misma. Véase la Ecuación (2.13).

$$q_b = \frac{q'_b}{B_R} \quad (2.13)$$

Otro de los parámetros importantes es el peso de la carga, tomándose en cuenta la productividad en toneladas/hora y velocidad de funcionamiento de la banda. Véase la Ecuación (2.14).

$$q_c = \frac{Q}{3.6 * v} * 9.8 \quad (2.14)$$

El Peso lineal de los rodillos en la rama cargada ( $q_r$ ), se la obtiene con la Ecuación (2.16). Sin embargo para este cálculo es necesario tomar en cuenta el peso de los apoyos de rodillos en la rama cargada ( $G_r$ ), con la Ecuación (2.15).

$$G_r = \text{Num rodillos} * \text{Peso rodillos} * \text{gravedad} \quad (2.15)$$

La distancia entre los apoyos de rodillos en la rama cargada ( $l_r$ ) y rama no cargada ( $l_{rr}$ ) se determinó con el uso de la Tabla 2.8, se indicó que la distancia entre los rodillos superiores es de 1 m y para los rodillos de retorno de 3 m. Mientras que para la banda de 1000 mm la distancia entre los rodillos de impacto es de 1,35 m y para los de retorno de 3 m.

$$q_r = \frac{G_r}{l_r} \quad (2.16)$$

Así mismo para el cálculo del peso lineal de los rodillos en la rama no cargada ( $q_{rr}$ ), se la calcula con la Ecuación (2.18), y con ayuda de la Ecuación (2.17) que describe el peso de los apoyos de rodillos en la rama no cargada ( $G_{rr}$ ). El detalle de los resultados de cada uno de estos cálculos se muestra en la Tabla 2.10.

$$G_{rr} = \text{Peso rodillos} * \text{gravedad} \quad (2.17)$$

$$q_{rr} = \frac{G_{rr}}{l_{rr}} \quad (2.18)$$

Tabla 2.10. Resultados de los pesos lineales de la banda transportadora.

Descripción	Simbología	Banda de 2200mm de ancho	Banda de 1000mm de ancho
Peso lineal de la banda transportadora	$q_b$	23 N/m	51 N/m
Peso lineal de la carga	$q_c$	259 N/m	250 N/m
Peso lineal de los rodillos de la rama cargada	$q_r$	875 N/m	100 N/m
Peso lineal de los rodillos de la rama no cargada	$q_{rr}$	170 N/m	23 N/m

### 2.2.3.2. Cálculo de resistencias al movimiento, por tramos rectos.

Para el cálculo de resistencias en cada uno de los segmentos rectos de la banda, es importante determinar el coeficiente de rozamiento al movimiento, en la rama cargada ( $\omega_x$ ) y no cargada de la banda ( $\omega_y$ ).

El coeficiente de rozamiento en rodillos y poleas para condiciones normales de instalación se utiliza: para la rama cargada un valor igual a  $\omega_x = 0.030$  y para la rama no cargada de  $\omega_y = 0.031$  (CONTITECH). De acuerdo a esto se asume que el coeficiente de rozamiento es igual para ambos ramales.

$$\omega = 0.03$$

A continuación se muestra el procedimiento de cálculo de resistencia de la banda transportadora para el perfil de la Fig. 2.8. Los detalles de cálculo del perfil de la Fig. 2.9 se muestran en el Anexo B.

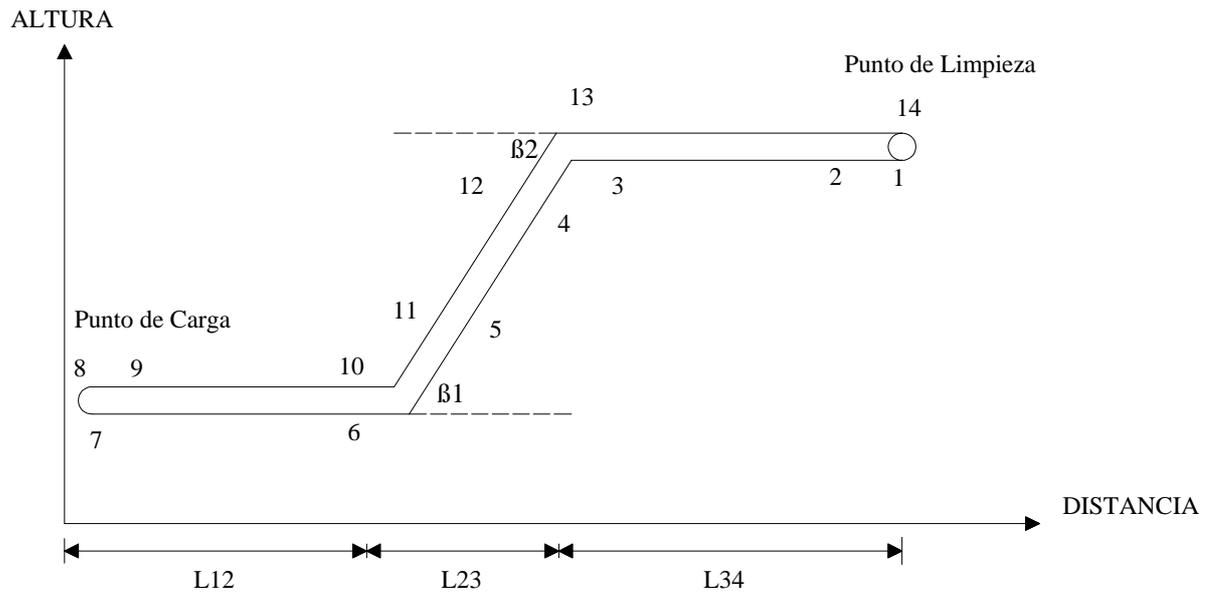


Fig. 2.8. Identificación de los segmentos en el perfil de la banda transportadora de 2200 mm de ancho.

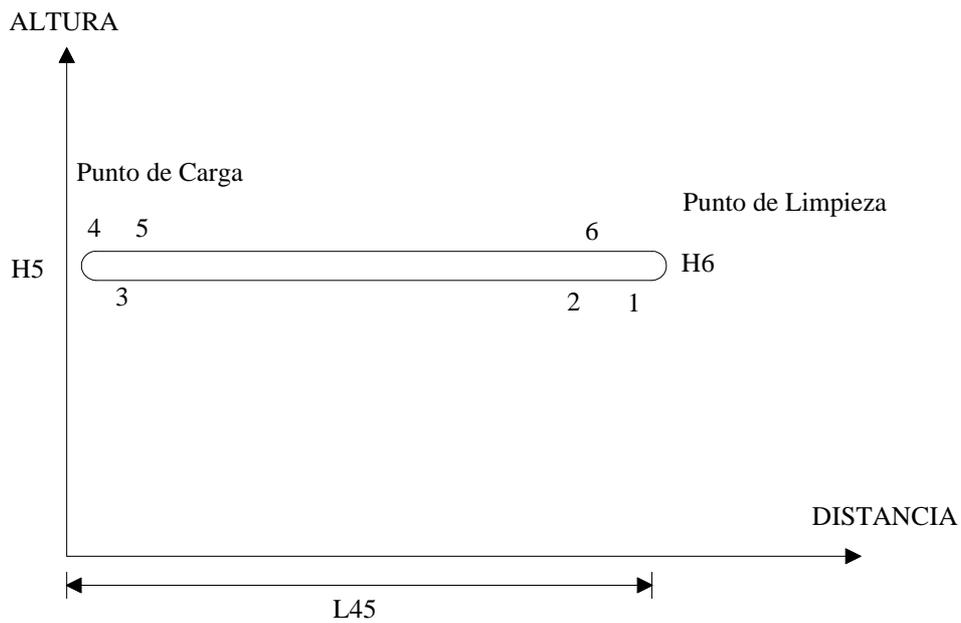


Fig. 2.9. Identificación de los segmentos en el perfil de la banda transportadora de 1000 mm de ancho.

Longitudes de la traza de la banda transportadora:

$$L_{2,3} = L_{34} - 1$$

$$L_{4,5} = L_{11,12} = L_{23} - 1$$

$$L_{6,7} = L12 - 1$$

$$L_{9,10} = L12 - 1$$

$$L_{13,14} = L34 - 1$$

Resistencias entre los extremos, de los tramos pertenecientes a la rama no cargada ( $W_{i,i+1}$ ). Refiérase a la Fig. 2.8.

$$W_{2,3} = (q_b + q_{rr})\omega L_{2,3} \quad (2.19)$$

$$W_{4,5} = (q_b \cos[\beta_2] + q_{rr})\omega L_{4,5} - q_b L_{4,5} \sin[\beta_2] \quad (\text{descendente}) \quad (2.20)$$

$$W_{6,7} = (q_b + q_{rr})\omega L_{6,7} \quad (2.21)$$

Resistencias entre los extremos, de los tramos pertenecientes a la rama cargada ( $W_{i,i+1}$ ). Refiérase a la Fig. 2.8.

$$W_{9,10} = ((q_b + q_c) + q_r)\omega L_{9,10} \quad (2.22)$$

$$W_{11,12} = ((q_b + q_c) \cos[\beta_4] + q_r)\omega L_{11,12} + (q_b + q_c) L_{11,12} \sin[\beta_4] \quad (\text{ascendente}) \quad (2.23)$$

$$W_{13,14} = ((q_b + q_c) + q_r)\omega L_{13,14} \quad (2.24)$$

La resistencia entre los puntos de carga, se la determina con la Ecuación (2.25), mientras que con la Ecuación (2.26) se obtiene la resistencia entre los dispositivos de limpieza, en base a la Tabla 2.11.

$$W_{8,9} = C_f \frac{q_c v^2}{g} \quad (2.25)$$

$$W_{1,2} = q_1 B_R \quad (2.26)$$

Tabla 2.11. Parámetros para el cálculo de resistencias en el punto de carga y limpieza de la banda.

Símbolo	Magnitud	Descripción
$C_f$	1,4	Coeficiente relacionado a la fricción de la carga con la banda varía entre 1,3 y 1,4
$g$	9,8 m/s <sup>2</sup>	Gravedad
$q_1$	40	Resistencia específica del dispositivo de limpieza (entre 30 y 40 N/m)

Fuente: (Dr. Núñez Jiménez, 2011).

En la Tabla 2.12 se muestran los resultados de los cálculos de las resistencias, en cada uno de los tramos de la banda de la Fig. 2.8.

Tabla 2.12. Resultados de resistencias en cada uno de los tramos rectos de la banda de 2200 mm de ancho.

Símbolo	Magnitud [ N ]	Símbolo	Magnitud [ N ]
$W_{1,2}$	88	$W_{8,9}$	13
$W_{2,3}$	64	$W_{9,10}$	347
$W_{4,5}$	-6	$W_{11,12}$	509
$W_{6,7}$	58	$W_{13,14}$	382

### 2.2.3.3. Cálculo de tensiones en la banda transportadora.

Las ecuaciones de tensiones en la banda transportadora, se describen a continuación:

$$S_1 = ?$$

$$S_2 = S_1 + W_{1,2}$$

$$S_3 = S_2 + W_{2,3}$$

$$S_4 = K_4 S_3$$

$$S_5 = S_4 + W_{4,5}$$

$$S_6 = K_6 S_5$$

$$S_7 = S_6 + W_{6,7}$$

$$S_8 = K_8 S_7$$

$$S_9 = S_8 + W_{8,9}$$

$$S_{10} = S_9 + W_{9,10}$$

$$S_{11} = K_{10} S_{10}$$

$$S_{12} = S_{11} + W_{11,12}$$

$$S_{13} = K_4 S_{12}$$

$$S_{14} = S_{13} + W_{13,14}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones, se obtiene  $S_{14}$ , la ecuación característica de las tensiones de la banda transportadora. Refiérase a la Ecuación (2.27).

$$S_{14} = 1504,56 + 1,13655S_1 \quad (2.27)$$

Coefficientes de aumento de resistencia por cambio de ángulo (K), de acuerdo a la Fig. 2.8, se muestra en la Tabla 2.13.

Tabla 2.13. Coeficiente de resistencia por cambio de ángulo.

Angulo	180°	90°	< 90°
K	1,05 - 1,06	1,03 - 1,04	1,02 - 1,03

Fuente: (Dr. Núñez Jiménez, 2011).

De acuerdo a la Tabla 2.13 se tiene:

$$K_4 = K_6 = K_8 = 1.02$$

$$K_{10} = 1.05$$

La ecuación característica de tensiones de entrada-salida del tambor motriz relacionada con la fórmula de Eytelwein-Euler. Refiérase a la Ecuación (2.28).

$$S_{14} = S_1 e^{\mu\alpha} \quad (2.28)$$

Donde  $\mu=0.3$ ; es el coeficiente de rozamiento entre la banda y tambor motriz y  $\alpha=380^\circ$  es el ángulo del tambor motriz rodeado por la banda (radianes). Refiérase a la Tabla 2.14.

Tabla 2.14. Coeficiente de rozamiento entre la banda y tambor motriz.

Condiciones del Tambor	Condición de ambiente	Valor de $\mu$
Sin Recubrir	Mojado	0,10
	Húmedo	0,10 - 0,20
	Seco	0,30
Recubierto	Mojado	0,25
	Húmedo	0,25 - 0,30
	Seco	0,35

Fuente: (Kauman S.A.).

En la Fig. 2.10 se muestra el gráfico de las dos ecuaciones características de la banda transportadora.

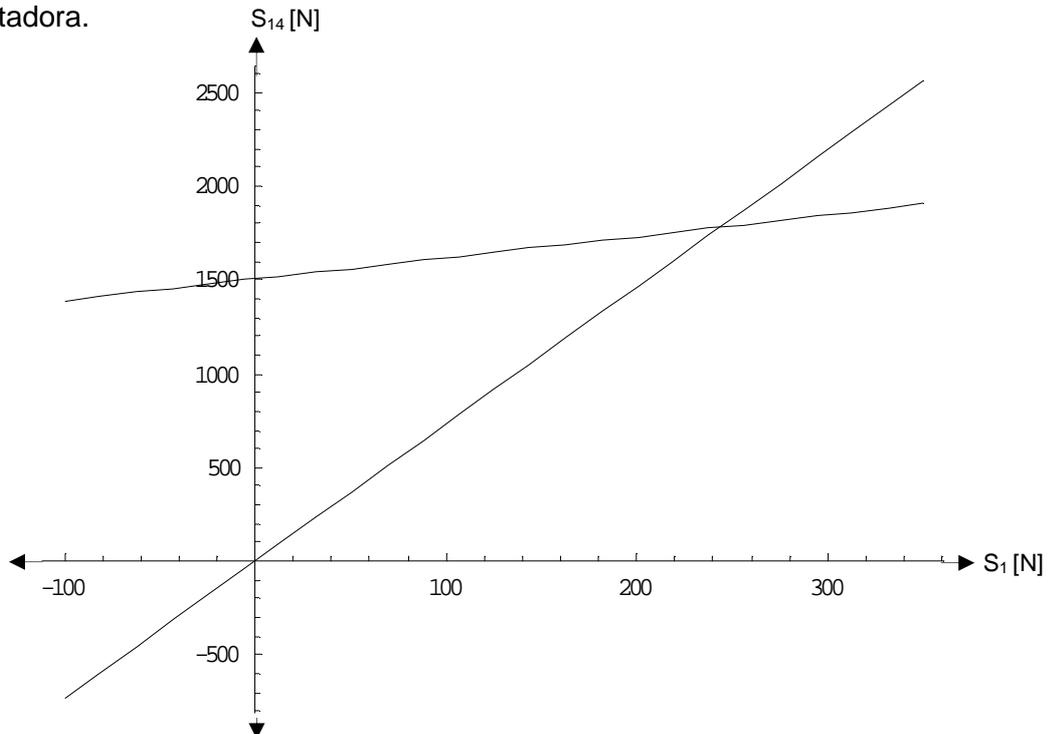


Fig. 2.10. Gráfico de las ecuaciones características para la banda de 2200 mm de ancho.

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtienen los resultados de las tensiones de la banda transportadora, expresadas en la Tabla 2.15.

Tabla 2.15. Tensiones de la banda transportadora de 2200 mm de ancho

Símbolo	Magnitud [ N ]	Símbolo	Magnitud [ N ]
S <sub>1</sub>	243	S <sub>8</sub>	486
S <sub>2</sub>	332	S <sub>9</sub>	499
S <sub>3</sub>	395	S <sub>10</sub>	846
S <sub>4</sub>	403	S <sub>11</sub>	863
S <sub>5</sub>	397	S <sub>12</sub>	1372
S <sub>6</sub>	405	S <sub>13</sub>	1400
S <sub>7</sub>	463	S <sub>14</sub>	1781

En la Fig. 2.11 se muestra el gráfico de las magnitudes de las tensiones en todos los puntos de la banda transportadora.

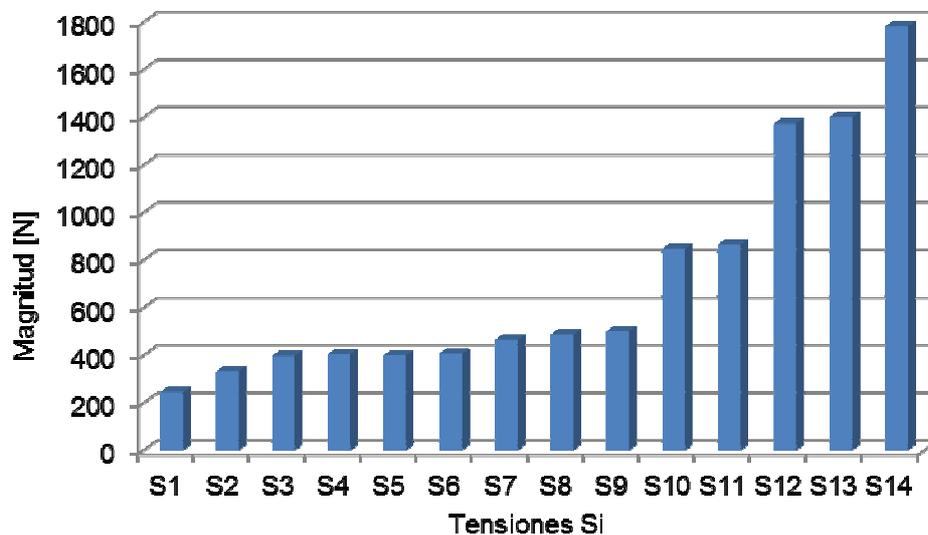


Fig. 2.11. Magnitudes [N] de las tensiones S<sub>i</sub> en los puntos en la banda transportadora de 2200 mm de ancho.

#### 2.2.3.4. Potencia del motor.

Para el accionamiento del transportador, se requiere la potencia suministrada por un motor eléctrico, un elemento reductor de velocidad y el tambor motriz. El torque del motor

transfiere la fuerza (fuerza tangencial) al tambor motriz, hacia la superficie de la cinta, la necesaria para mover el material a lo largo de la banda (habasit).

El esfuerzo de tracción (N) en el tambor motriz se la calcula con la Ecuación (2.29).

$$W_0 = (S_{14} - S_1) + 0.05(S_{14} + S_1) \quad (2.29)$$

La potencia de accionamiento (kW) sobre el tambor motriz se produce por la diferencia de tensiones de entrada y salida de la banda en el tambor motriz, se la determina con la Ecuación (2.30).

$$Nm = \frac{W_0 v}{1000 \eta} K_r \quad (2.30)$$

Dónde:  $\eta = 0.9$  es el rendimiento de la transmisión y  $K_r = 1.1$  es el coeficiente de reserva que considera los regímenes de arranque

La potencia calculada es de 2 kW. Se sigue el mismo procedimiento para el otro perfil de la banda y se obtuvo una potencia de 0,7 kW

Una vez determinada la potencia necesaria para lograr la tracción de la banda transportadora, se selecciona el motor, cuyas características se acoplen al sistema.

La velocidad final del rodete de la banda transportadora, debe ser tal que cumpla la velocidad lineal planteada en el problema, para determinar la velocidad angular del transportador se la determina con la Ecuación (2.31), en donde se hace referencia al radio del tambor motriz y la velocidad lineal de funcionamiento de la banda.

$$\text{Velocidad lineal} = \text{radio} \times \text{velocidad angular} \quad (2.31)$$

$$\text{velocidad angular} = \frac{0,6\text{m/s}}{0,06\text{m}}$$

Por lo tanto con esto se obtiene una velocidad angular de funcionamiento igual a 600 rpm.

### **2.3. Selección de los elementos de la banda transportadora.**

Se selecciona los elementos principales que conforman la banda transportadora, en base a las características de diseño requeridas y recomendadas por el fabricante, entre ellas

seleccionaremos la cinta, rodillos superiores e inferiores, tambor motriz, contra tambor y motorreductor.

### 2.3.1. Selección de la cinta.

Para la selección se deben considerar los dos elementos que conforma la cinta transportadora: la carcasa y la cubierta. La carcasa de la cinta seleccionada está construida en base a tejidos sintéticos de poliéster y poliamida (EP), con varias capas que proporcionan absorción de tensiones producidas por el tambor motriz y el impacto producido por la caída del material a la banda, cuya resistencia de la banda es de 630 N/mm, la cubierta protege a la carcasa de cualquier condición que provoque deterioro de la cinta, por lo tanto el grado de protección depende del espesor de los recubrimientos de la cinta (Hinojosa, 2002). La cinta corresponde del catálogo de productos que ofrece la empresa BeltSiFLEX, modelo EP630/4 4+2 "N" "BGF", cuyas características se especifican en la Tabla 2.16.

Tabla 2.16. Características de la cinta transportadora EP630/4 4+2 "N" "BGF".

Tipo	Resistencia de la carcasa a la rotura Newton/mm	Carcasa	Espesor de la carcasa mm	Espesor de los recubrimientos mm	Peso de la carcasa kg/m <sup>2</sup>	Ancho de Banda mm	Mínimo de Tambor Motriz mm
EP630/4	630	4 tejidos EP	3,80	4+2	5,20	2200	450
						1000	

Fuente: (Beltsiflex).

Además posee características de calidad anti-abrasiva para condiciones normales de trabajo en cementeras, canteras, fundición, etc., y de calidad anti-aceite, resistente a grasas y aceites de origen animal o vegetal e ignífuga según la norma ISO 280 e ISO 340.

Existen varios tipos de bandas transportadoras: las bandas lisas usadas para el transporte horizontal, las bandas rugosas para el transporte horizontal e inclinado, y bandas de superficies con perfil, para el transporte del material de hasta 45° de inclinación (Sanz, 2011). Para esta aplicación se recomienda el uso de bandas nervadas y lisas según el perfil de la banda.

### 2.3.2. Selección de rodillos superiores y de retorno.

Para los puntos de carga de la banda, generalmente se instalan rodillos de impacto con anillos de goma para absorber el impacto producido por la caída del material en la banda, sobre todo cuando el material es de gran tamaño y la altura de caída es considerable.

Los rodillos se deben seleccionar del mismo ancho de la banda a utilizar, pues este es el que soporta y da forma a la banda. Se seleccionan los rodillos planos, generalmente empleadas para la transportación de objetos de mayor tamaño, aquellos materiales no triturados y para materiales que tengan un ángulo de reposo superior a 30°. La elección de los rodillos se recomienda hacerlo en función de la velocidad y ancho de la banda (siegling transilon). Refiérase a la Tabla 2.17.

Tabla 2.17. Diámetro de rodillos recomendados.

Ancho banda Mm	Para velocidad								
	≤ 2m/s Ø rodillos mm			2 – 4 m/s Ø rodillos mm			≥ 4m/s Ø rodillos mm		
500	89			89					
650	89			89	108				
800	89	108		89	108	133	133		
1000	108	133		108	133		133	159	
1200	108	133		108	133	159	133	159	
1400	133	159		133	159		133	159	
1600	133	159		133	159	194	133	159	194
1800	159	159	194	159	194				
2000	159	194		159	194		159	194	
2200 y superiores	194			194			194		

Fuente: (Grupo RUMELCA).

Según recomendación de RUMELCA para un ancho de banda de 2200 mm y velocidades menores a 2 m/s, recomienda el uso rodillos cuyo diámetro sean de 194 mm, los rodillos de RUMELCA ofrecen diámetros según estándares Europeos DIN 15207-ISO 1537. Mientras que para la banda de 1000 mm, se recomienda el uso de diámetros de entre 108 a 133 mm.

Por tanto se han seleccionado los rodillos de impacto RUMELCA de la serie: PSV5, 30F, 194NA, 2508 para la banda de 2200 mm de ancho y MPS1, 15F, 108NA, 1158 para la banda de 1000 mm de ancho. Para los rodillos de retorno de la serie: PSV4, 30F, 180NL,

2508 para la banda de 2200 mm de ancho y RTL1, 15F, 108NG, 1158 para la banda de 1000 mm de ancho. Las características de los elementos se muestran en el Anexo C.

### 2.3.3. Selección del tambor motriz y contra tambor.

Se selecciona los diámetros de acuerdo a las recomendaciones dadas por RUMELCA (Grupo RUMELCA), en relación al ancho de la banda transportadora y la carga de rotura de la misma. Refiérase a la Tabla 2.18.

Tabla 2.18. Diámetros mínimos recomendados de los tambores.

Carga de rotura de la banda N/mm	Bandas reforzadas con productoras textiles DIN 22102		
	Ø Tambor motriz mm	Contra tambor	Desviador
200	200	160	125
250	250	200	160
315	315	250	200
400	400	315	250
500	500	400	315
630	630	500	400
800	800	630	500
1000	1000	800	630
1250	1250	1000	800
1600	1400	1250	1000
2000	-	-	-
2500	-	-	-
3150	-	-	-
Diámetros mínimos recomendados para los tambores en mm, hasta recomendad RMBT ISO bis/3654			

Fuente: (Grupo RUMELCA).

Para una carga de rotura de 630 N/mm el diámetro mínimo del tambor motriz es de 630 mm, para el contra tambor es de 500 mm. El tambor motriz seleccionado es de la empresa ROTRANS, cuyas características se muestran en el Anexo C.

### 2.3.4. Selección del motorreductor.

Para alcanzar la velocidad requerida del transportador se suele usar un reductor, o motorreductor que no es más que la combinación de un motor con un reductor directamente acoplado hacia el tambor motriz, mediante poleas o correas de transmisión.

Sin embargo aquellos elemento de transmisión causan ciertas pérdidas mecánicas que deben de considerarse para la selección del motor, aquellas pérdidas causadas por el tipo de transmisión, eficiencia del motor y acople de transmisión (habasit).

De acuerdo a lo calculado anteriormente, la potencia requerida para la banda de 2200 mm de ancho es de 2 kW, y para las bandas de 1000 mm de ancho es de 1,4 kW. De acuerdo a esto se utilizaran tres motores uno para el funcionamiento de la banda de 2200 mm de ancho, otro de ellos para las dos bandas en donde se encuentran las estaciones de clasificación, y por ultimo un motor para el funcionamiento de las cuatro bandas de nivel inferior, destinadas al traslado de las bolsas a los contenedores de clasificación.

Se selecciona motores eléctricos del tipo trifásicos, por su factibilidad de variación de velocidad y de servicio continuo, en base a la potencia requerida para el funcionamiento del transportador; puesto que la velocidad nominal de cada uno de los motores es mayor a la requerida, se usan reductores de velocidad, apropiados para el accionamiento de toda clase de máquinas y aparatos de uso industrial (Silva Olvera).

Existen varios factores a tener en cuenta para la selección del reductor (REM):

- Par de fuerza necesario en la aplicación se la calcula con la Ecuación (2.32) y se mide en Nm (FLENDER SIEMENS).

$$T_{req} = \frac{9550 * P_2}{n_2} f_2 \quad (2.32)$$

- Rendimiento o la eficiencia del reductor, dada en las hojas de especificaciones del reductor, indica la pérdida de energía que provoca el funcionamiento del mismo. Este parámetro también tiene relación con el índice de reducción, mientras menor sea esta relación mayor es la eficiencia o rendimiento del reductor (REM).
- Revoluciones de salida de motorreductor y se expresa mediante la Ecuación (2.33).

$$\text{Relación de reducción} = \frac{\text{revoluciones de entrada}}{\text{revoluciones de salida}} \quad (2.33)$$

- Potencia del reductor ( $P_2$ ): es igual a la potencia requerida por el transportador ( $P$ ), por factor de servicio de maquina accionada ( $f_1$ ), y el factor de servicio de la máquina de accionamiento ( $f_2$ ). Refiérase a la ecuación (2.34).

$$P_2 = P * f_1 * f_2 \quad (2.34)$$

- Tipo de trabajo que va a realizar, vinculado con el concepto de factor de servicio de la máquina accionada ( $f_1$ ) y máquina de accionamiento ( $f_2$ ). Refiérase a la Tabla 2.19 y Tabla 2.20.

Tabla 2.19. Factor de servicio de la maquina accionada  $f_1$ .

Máquinas accionadas	Factor de funcionamiento real bajo cargas en horas		
	$\leq 0,5$	$> 0,5 - 10$	$> 10$
Transportadores	-	1,5	1,8
Transportadores de cinta $\leq 150$ kW	1	1,2	1,3
Transportadores de cinta $\geq 150$ kW	1,1	1,3	1,4

Fuente: (FLENDER SIP, SIEMENS).

Tabla 2.20. Factor de máquina de accionamiento  $f_2$ .

Máquina	Factor de servicio
Motores eléctricos, hidráulicos, turbinas	1
Maquinas a pistones de 4-6 cilindros, grado de seguridad de irregularidad 1:100 hasta 1:200	1,25
Maquinas a pistones de 1-3 cilindros, grado de irregularidad 1:100	1,5

Fuente: (FLENDER SIP, SIEMENS).

Dada la metodología para la correcta selección del reductor, calculamos los parámetros con las ecuaciones dadas cuyos resultados obtenemos en la Tabla 2.21.

Tabla 2.21. Resultados calculados para la selección del motorreductor.

Símbolo	Valores Calculados		Descripción
	Motor 1	Motor 2	
$P_2$	2,4 kW	1,7 kW	Potencia del reductor
$n_1$	1400 rpm	1410 rpm	Velocidad del motor
$n_2$	600 rpm	600 rpm	Velocidad de salida de la unidad reductora
$f_1$	1,2	1,2	Factor de servicio de la maquina accionada
$f_2$	1	1	Factor de servicio de la máquina de accionamiento
$T_{req}$	38,2 Nm	26,7 Nm	Torque requerido
$i$	2,33	2,35	Relación de reducción

Tomando en consideración las características calculadas se selecciona tres motorreductores de engranajes helicoidales coaxiales de una etapa de la empresa SEW-EURODRIVE, serie tipo R, este tipo de reductores pueden llegar a ser de dos y tres etapas de reducción (SEW-EURODRIVE, 1995-2013), cuyas características se especifican en la Tabla 2.22.

Tabla 2.22. Características de los motorreductores.

Motorreductor	RX57 DV100L4	RX57 DV100M4
Características	Magnitud	Magnitud
Potencia motor	3 kW	2,2 kW
Corriente nominal	6,5 A	4,9 A
Velocidad del motor	1400 rpm	1410 rpm
Factor de potencia del motor	0,83	0,83
Eficiencia del motor	85 %	80 %
Tensión de motor	220/440 V	
Tipo de servicio S1-S10	S1 (Continuo)	
Tipo de conexión	Triángulo	
Tipo de protección	IP55	
Velocidad de salida	591 rpm	595 rpm
Par de salida del motorreductor	49 Nm	35 Nm
Índice de reducción total	2,37	2,37

Fuente: (SEW-EURODRIVE, 1995-2013).

De acuerdo a esto se utilizará un motorreductor de 3 kW para la banda de 2200 mm de ancho, uno de 2,2 kW para las dos bandas de 1000 mm de ancho, que contienen las estaciones de clasificación. Para las cuatro bandas siguientes que se encargarán de transportar las bolsas clasificadas a los contenedores, se utilizará el motorreductor de la serie RX57 DV100M42 calculado para el perfil de la Fig. 2.9.

#### 2.4. Sistema de accionamiento.

El sistema de accionamiento comprende el circuito de arranque para el motor eléctrico, que serán accionados mediante interruptores, de modo manual por el operador para el funcionamiento del transportador. Este modo de operación será utilizado para poner en funcionamiento la banda y detenerla en casos de emergencia.

Existen diversos tipos de arranque, de entre ellos tenemos:

- Arranque directo

- Arranque con tensión reducida: arranque estrella-triángulo, arranque con autotransformador, arranque suave.

Con el tipo de arranque directo, la corriente de arranque consigue elevarse de hasta 6 u 8 veces la corriente nominal provocando un arranque brusco y violento del motor. Debido a estas corrientes transitorias y elevadas tensiones se producen: sobrecargas en la red de alimentación, causando variaciones de tensiones e interferencias con equipos electrónicos y un elevado esfuerzo mecánico del motor y la carga (ABB Revista, 2002).

Para evitar estos efectos se presentó como solución el arranque estrella-triángulo que consiste en el arranque inicial en la fase de conexión en estrella, reduciendo la corriente de arranque y el par del motor, pero al producirse la conmutación a la fase triángulo se presenta un elevado par de pico y corriente, si bien es cierto con este tipo de arranque se redujo la corriente inicial pero no se eliminó los problemas mecánicos y eléctricos en los equipos y en la red de alimentación. Debido a ellos apareció el arranque con arrancadores suaves, que no es más que el uso de electrónica de potencia, con ella se obtiene un arranque gradual de corriente y par del motor adaptándose a las características de la carga (ABB).

#### **2.4.1. Arrancadores suaves.**

Los arrancadores suaves son equipos electrónicos basados en tiristores que aumentan gradualmente la corriente de arranque y par del motor hasta alcanzar el 100% del voltaje nominal. Se tiene un arranque lineal y suave del equipo evitando esfuerzos mecánicos y eléctricos, aumentando la vida útil de los mismos (ABB) & (SIEMENS).

Está constituido por una unidad de potencia y una unidad de mando y control. Los elementos de la unidad de potencia están compuestos de un disipador térmico y tiristores conectados en anti paralelo en dos de las tres fases, esquema del circuito en la Fig. 2.12. Cuya unidad está controlada por la lógica programable, generalmente implementada sobre una tarjeta de control o un microprocesador (ABB).

Los arrancadores suaves suelen incorporar cierta protección térmica en su interior, pero en el caso de no tener, es importante el uso de relés térmicos externos y de fusibles para protección del equipo electrónico en caso de cortocircuitos.

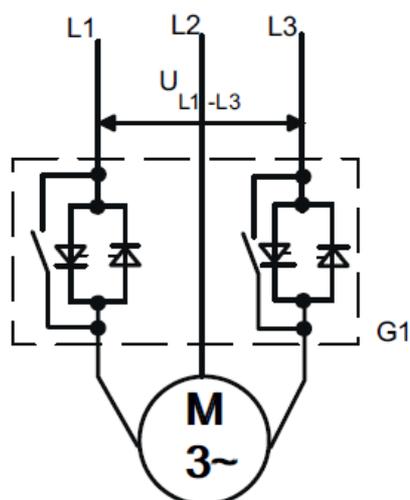


Fig. 2.12. Esquema del circuito de potencia.

Fuente: (SIEMENS).

Debido a que se disminuye la corriente de arranque, voltaje y par (torque) durante el proceso de arranque, no se aplica para aquellos equipos que requieren un par máximo de arranque, por lo tanto solo se las puede emplear para aplicaciones típicas de arranque suave como (BENSHAW): bombas, bandas transportadoras, ventiladores axiales de baja inercia, ventiladores centrífugos de alta inercia, compresores recíprocos, compresores de tornillo, compresores rotatorios, rangos de potencia, cargas ligeras de par variable como bombas y ventiladores

#### 2.4.2. Selección del arrancador suave.

Para una correcta selección se debe de conocer el factor de servicio del motor y el tiempo de arranque de la aplicación. Para tiempos largos de arranque los tiristores deberán ser capaces de soportar una gran carga térmica, de ahí la importancia de su dimensionamiento, por ello para la selección de los arrancadores se los determina en base a la corriente y potencia asignada a la del motor utilizado (SIEMENS).

Arrancadores suaves SIRIUS de SIEMENS, cuyos modelos escogidos se muestran en la Tabla 2.23, son los recomendados para cintas transportadoras, que ofrecen un arranque suave y así evitar que el producto llevado en la banda no sea arrojada por la cinta por efectos de inercia.

Tabla 2.23. Modelos de arrancadores suaves SIRIUS de SIEMENS.

CLASS 10				
Temperatura Ambiente de 40°C			Tamaño	Arranque Normal
Intensidad asignada de empleo I <sub>e</sub>	Potencias asignadas de motores trifásicos con tensión asignada de empleo U <sub>e</sub> (kW)			Referencia
A	230V	400V	S0	3RW30 14-BB14
6,5	1,5	3		

Fuente: (SIEMENS).

El arrancador suave 3RW30 ya tiene integrado un sistema de contacto de puenteo (bypass) y un relé electrónico de sobrecarga. Este tipo de arranque ofrece una limitación de corriente ajustable, protección contra sobrecargas del motor, la protección intrínseca del aparato y la protección del motor por termistor. Además también se puede obtener el diagnóstico y vigilancia de accionamiento como por ejemplo: sobre fallas de la red, falla de dispositivo, sobrecargas térmicas, etc., con la integración de hasta cuatro LED y salidas de relé (SIEMENS).

El cableado del circuito de mando y potencia para el dispositivo electrónico 3RW30 se muestra en la Fig. 2.13, con mando de arranque y parada desde el interruptor S1.

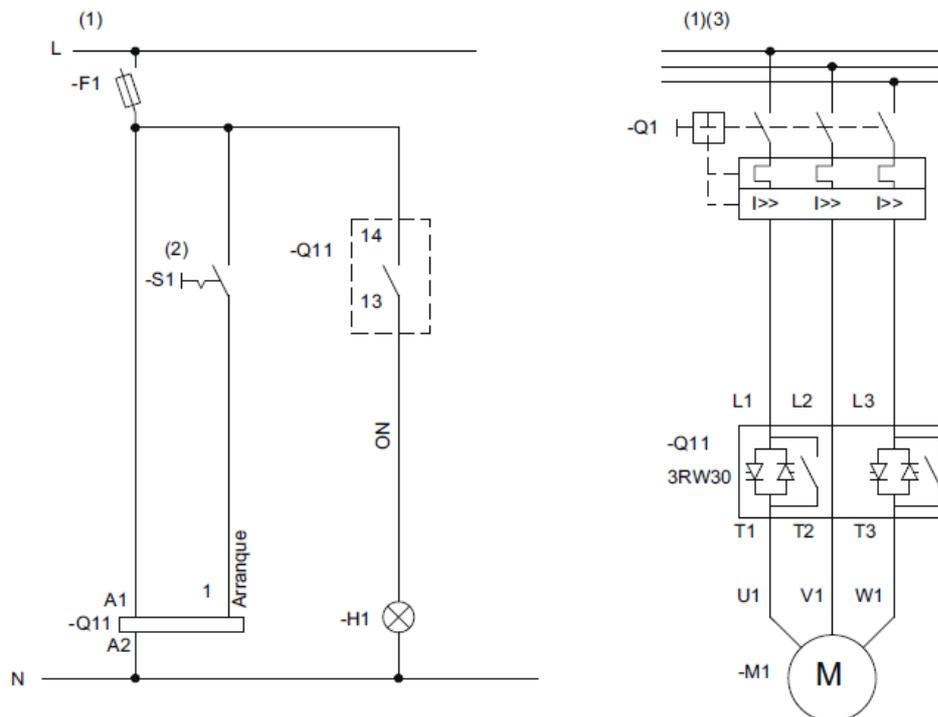


Fig. 2.13. Circuito de mando y potencia para el arrancador suave 3RW30.

Fuente: (SIEMENS).

**CAPÍTULO III**

**SISTEMA NEUMÁTICO**

### **3. Elementos del sistema neumático**

El sistema neumático corresponde otro de los elementos para el sistema de control automático. Generalmente utilizados para controlar elementos de actuación final, utilizados para simples posicionamientos. Los actuadores neumáticos emplean aire comprimido como su fuente de energía, que posteriormente la convierte en energía mecánica para la activación de un proceso.

El sistema neumático está conformado por: cilindro neumático, válvulas de estrangulación y retención, electroválvulas, y compresor. Una correcta selección de ellos nos podría ahorrar grandes costes económicos y un óptimo funcionamiento del sistema.

#### **3.1. Cilindro neumático.**

Existen varios tipos de actuadores neumáticos, de entre ellos encontramos los cilindros lineales: simples y doble efecto. Los cilindros de doble efecto realizan un movimiento rectilíneo de avance y retroceso del pistón por efectos de la fuerza ejercida del aire comprimido.

El cilindro neumático de doble efecto, se accionará al activarse los sensores de detección de color y de proximidad; realizará un movimiento horizontal a lo largo de la banda y permanecerá indefinidamente en esa posición, hasta que otra señal la coloque en su posición anterior, de esta manera desplazará las bolsas a sus contenedores correspondientes para su clasificación.

Para una correcta selección del actuador se debe seguir la siguiente metodología de cálculo:

- Calcular la fuerza necesaria para retirar las bolsas
- Calcular el diámetro del cilindro o émbolo
- Calcular el diámetro del vástago y verificar el pandeo
- Calcular la capacidad de amortiguamiento del sistema
- Calcular el consumo de aire comprimido

##### **3.1.1. Cálculo de fuerzas.**

Para determinar la fuerza a la que debe de trabajar el actuador, nos referiremos a la Sección 2.2.1.1 donde se determinó que el peso máximo del material es de 7,9 kg equivalentes a una fuerza de 7,9 N, esta fuerza corresponde a la necesaria para desplazar la bolsa fuera de la banda transportadora.

Sin embargo por efecto de rozamientos mecánicos internos del émbolo y vástago con la carcasa del cilindro, causa una disminución del 15 al 20 % de fuerza útil. Por ende es importante recalcular la fuerza necesaria del sistema tomando en cuenta estos parámetros (Tapias Moreira, 2011).

Para ello se calculará la fuerza teórica necesaria con la Ecuación (3.1), en donde se toma en cuenta este rozamiento llamado coeficiente ( $\mu$ ) que adquiere valores de entre 0,8 y 0,9; además se tiene en cuenta cierto factor de seguridad llamado factor de carga ( $\lambda$ ), se asigna de valores entre 0,7 para velocidades normales y 0,5 para velocidades elevadas (Tapias Moreira, 2011) & (Acosta Acosta).

$$F_T = \frac{F}{\lambda\mu} \quad (3.1)$$

Tabla 3.1. Parámetros de cálculo de fuerza del sistema.

Símbolo	Unidades	Descripción
$\lambda$	0,7	Factor de carga
$\mu$	0,9	Rendimiento
F	7,9 N	Fuerza necesaria
$F_T$	12,54 N	Fuerza teórica que puede realizar el cilindro

### 3.1.2. Cálculo del diámetro del cilindro.

La fuerza desarrollada por el cilindro es directamente proporcional al diámetro del cilindro o émbolo y a la presión de funcionamiento del actuador, por ende el diámetro del émbolo y presión son los que determina la fuerza del actuador.

Para calcular este parámetro haremos uso de la Ecuación (3.2), a una presión de trabajo de 3 bares, valor mínimo estandarizado de funcionamiento para los actuadores de FESTO. Refiérase a la Tabla 3.2.

$$F = PA = 10P\pi\left(\frac{D^2}{4}\right) \quad (3.2)$$

Tabla 3.2. Parámetros para el cálculo del diámetro del émbolo.

Símbolo	Unidades	Descripción
D	7,3 mm	Diámetro del émbolo o cilindro
F	12,54 N	Fuerza teórica necesaria
P	3 bar	Presión

El diámetro del cilindro calculado es de 7,3 mm, este valor se considera mucho menor a los que podemos encontrar de entre los actuadores estandarizados de FESTO. Debido a esto se escoge un cilindro con una carrera igual a 1000 mm; capaz de recorrer a lo ancho de la banda y poder desplazar la bolsa fuera de ella; con un diámetro igual a 32 mm.

EL cilindro seleccionado de FESTO corresponde a la serie DNC-32-1000-PPV, cilindro normalizado a una fuerza teórica de 241 N a 3 bares, especificaciones se muestran en el Anexo D.

### **3.1.3. Cálculo del diámetro del vástago y verificación de pandeo.**

El pandeo del vástago es la deformación que se forma al someter a una barra a un esfuerzo de compresión, se manifiesta por una flexión lateral del vástago, produciendo esfuerzos radiales sobre los cilindros y la rotura ( Universitat Jaume I).

El pandeo se produce en gran medida en cilindros de gran carrera y depende de la forma de montaje del cilindro. Puesto que se requiere una longitud de 1000 mm, necesaria para que el actuador recorra el ancho de la banda, se corre el riesgo de sufrir esta deformación.

Para calcular el diámetro del vástago y evitar que exista esfuerzo de pandeo, existen dos métodos, el primero mediante el uso de ecuaciones, la segunda forma de cálculo es con la utilización de diagramas. Refiérase a la Fig. 3.2.

#### **3.1.3.1. Método analítico.**

Para el cálculo del diámetro del vástago, es importante considerar la fuerza máxima de compresión, es decir la fuerza máxima a la que debe estar sometido el vástago sin que se produzca pandeo. Esta fuerza se produce cuando el vástago se encuentra extendido empujando la carga, a una fuerza máxima de 241 N (Acosta Acosta).

Usando la fórmula de Euler para pandeo Ecuación (3.3), y el momento de inercia del vástago con la Ecuación (3.4), calcularemos el diámetro del vástago recomendado para que no se produzca esfuerzo por pandeo (FESTO).

$$F_k = \frac{\pi^2 EJ}{l_p^2 S} \quad (3.3)$$

$$J = \frac{\pi d^4}{64} \quad (3.4)$$

En la Tabla 3.3 se describe la simbología y descripción de la ecuación de Euler y momento de inercia.

Tabla 3.3. Descripción de la ecuación de Euler y momento de inercia.

Símbolo	Unidades	Descripción
$F_k$	N	Fuerza de pandeo admisible
E	N/m <sup>2</sup>	Módulo de elasticidad
J	cm <sup>4</sup>	Momento de inercia
$l_p$	cm	Longitud de pandeo
S	5	Coefficiente de seguridad
D	cm	Diámetro del vástago

El módulo de elasticidad depende del material con que está construido el vástago, según la hoja de especificaciones del cilindro (Ver Anexo C), el vástago es de aleación fina de acero, para este tipo de material al módulo de elasticidad se le asigna el valor de  $2,1 \times 10^{11}$  N/m<sup>2</sup> (Tapias Moreira, 2011), el coeficiente de seguridad, según recomendaciones de FESTO, se elige en un valor de 5.

La fuerza de servicio debe ser menor a la fuerza de pandeo  $F < F_k$ , por tanto para el cálculo de fuerza de pandeo admisible se calcula con la Ecuación (3.5). Obteniendo una fuerza de pandeo igual a 1205 N.

$$F = \frac{F_k}{S} \quad (3.5)$$

La longitud de pandeo, depende de la forma de montaje del cilindro y conexión de la carga al extremo del vástago, de acuerdo a esto se la puede determinar en base a la Fig. 3.1. Existen cuatro tipos de montajes, pero el más favorable de entre ellas, es la que

corresponde a los dos extremos articulados, por lo tanto la longitud de pandeo calculada es de 100 cm (Prof. Wojcysz, 2011).

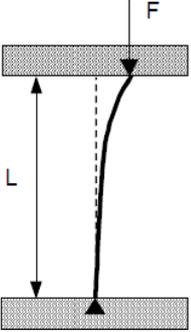
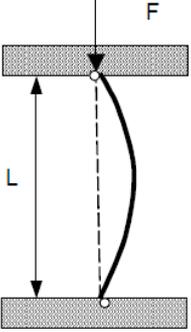
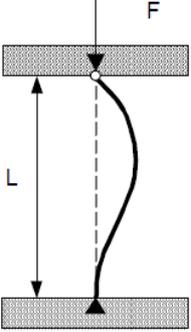
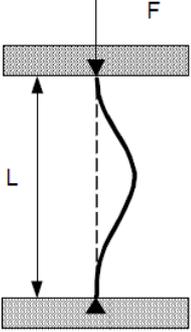
Un extremo libre, un extremo empotrado	Dos extremos articulados	Un extremo articulado y otro empotrado	Dos extremos empotrados
			
$L_p = 2 \cdot L$	$L_p = L$	$L_p = \frac{L}{\sqrt{2}}$	$L_p = L/2$

Fig. 3.1. Longitud de pandeo según el tipo de carga aplicada.

Fuente: (Acosta Acosta).

Despejando el diámetro de la Ecuación (3.3) y (3.4) se obtiene la Ecuación (3.6), cuyo diámetro de vástago se elige a un valor igual o mayor a 10 mm.

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{64F_k l_p^2}{\pi^3 E}} \quad (3.6)$$

### 3.1.3.2. Método gráfico.

Utilizando la gráfica o diagrama de la Fig. 3.2; trazaremos una línea vertical de la fuerza máxima de avance de 241 N y una línea horizontal a una longitud de carrera de 1000 mm, la intersección que forman, corresponden al diámetro de vástago elegido igual a 14 mm.

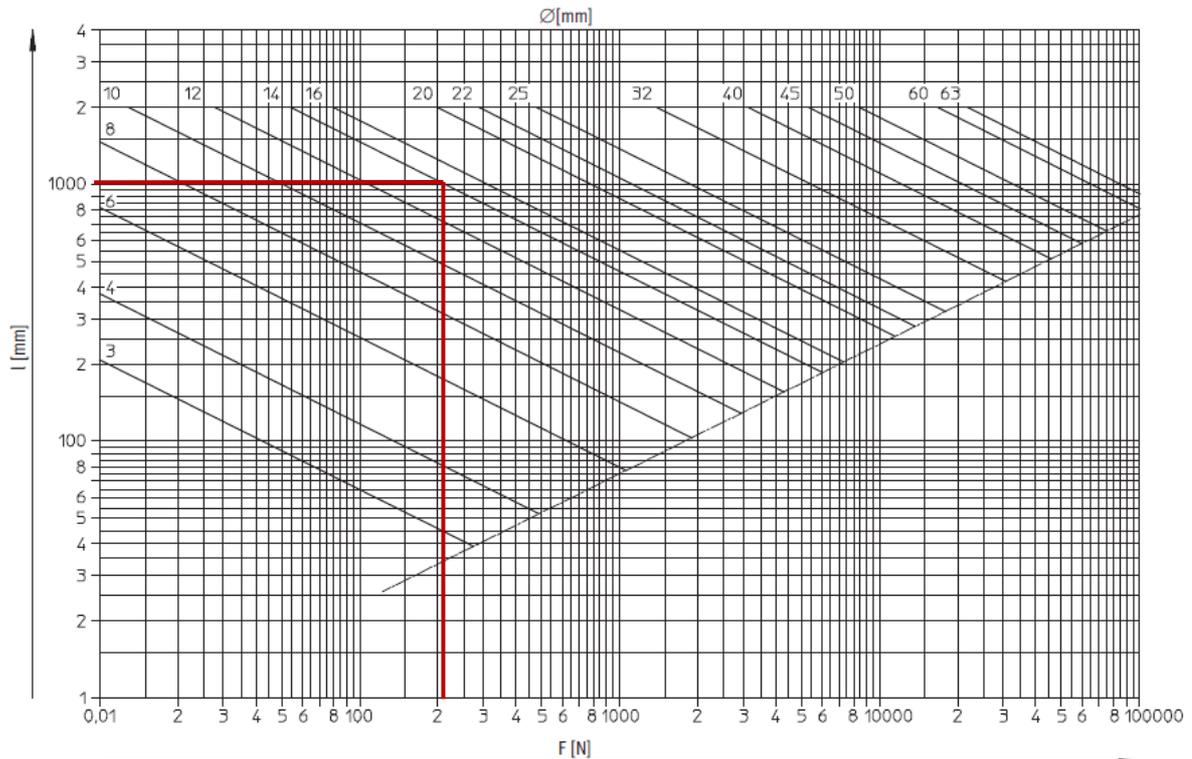


Fig. 3.2. Diámetro del vástago en función de la carrera L y de la fuerza F.

Fuente: (FESTO).

Comparando los resultados de los dos métodos, se selecciona un diámetro de vástago igual a 14 mm.

La fuerza de retroceso no es igual a la fuerza de avance del pistón del cilindro, esta fuerza depende también de la sección del vástago, esta magnitud se la adquiere con la Ecuación (3.7), obteniéndose una fuerza igual a 195 N, fuerza mayor a la necesaria pero por efectos de rozamientos y pérdidas de fuerza que esto ocasiona, la fuerza calculada es aceptable para nuestro diseño.

$$F = 10P \left( \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \right) \quad (3.7)$$

### 3.1.4. Amortiguamiento.

La energía cinética que se produce al final de carrera del cilindro depende proporcionalmente de la velocidad y masa durante el movimiento, por lo tanto se tiene que para velocidades mayores se obtiene una energía cinética mayor, que el cilindro deberá ser capaz de absorber, para que no se produzcan ciertas vibraciones al sistema, y evitar el golpe contra el cilindro, garantizando una larga vida útil del cilindro ( Universitat Jaume I). Para situaciones donde se sobrepase la energía máxima admisible que soporta el cilindro se

debe utilizar amortiguadores externos, que absorben la energía cinética al final de carrera, protegiendo al cilindro y la carga.

Para ello es necesario calcular la velocidad máxima a la que va a trabajar el cilindro y calcular la energía cinética que se deberá amortiguar en caso de ser necesario.

### 3.1.4.1. Cálculo de velocidad admisible de impacto.

La velocidad admisible de impacto, se refiere a la velocidad que el cilindro es capaz de disipar, sin la necesidad de utilizar amortiguadores. Para determinarla se usa la Ecuación (3.8), cuya descripción se indica en la Tabla 3.4 (FESTO).

$$v_{adm} = \sqrt{\frac{2xE_{adm}}{m_{propia} + m_{carga}}} \quad (3.8)$$

Tabla 3.4. Descripción de la ecuación de velocidad admisible de impacto.

Símbolo	Unidades	Descripción
$v_{adm}$	m/s	Velocidad admisible de impacto
$E_{adm}$	J	Energía máxima admisible de impacto
$m_{propia}$	kg	Masa (actuador)
$m_{carga}$	kg	Masa de la carga útil móvil

Para el cálculo de masa del actuador, se usan los valores dados en la hoja de características del actuador (Ver Anexo D) y se calcula el peso con la Ecuación (3.9) y con la Ecuación (3.10) para el cálculo de la masa del cilindro (Sistemas neumáticos y oleohidráulicos).

$$P_{propia} = \text{peso del básico con carrera de } 0\text{mm} + \text{peso adicional por } 10\text{mm de carrera} \quad (3.9)$$

$$p_{propia} = 517\text{g} + 30\text{g} \left( \frac{1000\text{mm}}{10\text{mm}} \right) = 3517\text{g}$$

$$masa = \frac{\text{peso}}{\text{gravedad}} \quad (3.10)$$

$$masa_{propia} = \frac{3,5\text{kg}}{9,8\text{m/s}} = 0,36\text{kg}$$

Para el cálculo de la masa del cuerpo desplazado se usará el peso de los residuos anteriormente descrito de 7,9 kg, así mismo con la Ecuación (3.10), se tiene una masa de 0,81 kg. La energía máxima admisible de impacto del cilindro es de 0,1 J, con esto se obtiene que la velocidad admisible de impacto sea de 0,41 m/s

### 3.1.4.2. Cálculo de la velocidad del cilindro.

La velocidad del émbolo se calcula dividiendo el consumo de aire del cilindro por la sección del pistón, mediante la Ecuación (3.11).

$$v\left(\frac{m}{s}\right) = \frac{Q}{A} = \left(\frac{0.987 + P_{aire}}{0.987}\right) \left(\frac{l * n}{60}\right) \quad (3.11)$$

Dónde: P=3 bares es la presión de funcionamiento, L=1000 mm es la longitud de carrera y n =15 ciclos /minuto.

La velocidad del émbolo puede llegar a alcanzar velocidades de hasta 10m/s (para cilindro de impacto), se puede reducir la velocidad mediante válvulas de estrangulación y antirretorno y aumentarla con válvulas de escape rápido ( Universitat Jaume I).

La velocidad que se obtiene con una carrera de 1000 mm a 15 ciclos por minuto, a una presión de 3 bares, es de 1,01 m/s. La velocidad que se llegó a obtener es mucho mayor a la velocidad máxima admisible del cilindro, por lo tanto es necesaria la utilización de un amortiguador que absorba esta energía excedida producida por el cilindro.

### 3.1.4.3. Cálculo y selección del amortiguador.

Para determinar la energía cinética que se debe de disipar se calcula con la Ecuación (3.12) cuya descripción se muestra en la Tabla 3.5 (Tapias Moreira, 2011).

$$E_c = \left(\frac{m_{propia} + m_{carga}}{2}\right) (\bar{v})^2 \quad (3.12)$$

Tabla 3.5. Parámetros para el cálculo de energía cinética.

Símbolo	Unidades	Descripción
v'	1,01 m/s	Velocidad media
$\bar{v}$	1,4 v' m/s	Velocidad máxima
m <sub>propia</sub>	0,36 kg	Masa (actuador)
m <sub>carga</sub>	0,81 kg	Masa de la carga útil móvil

Para elegir el amortiguador además de tener en cuenta la energía cinética a disipar, también se deberá calcular la energía motriz causada por la presión de aire en el cilindro, con la Ecuación (3.13) se puede calcular la energía motriz a disipar (Acosta Acosta) & (Renedo).

$$E_w = F * s \quad (3.13)$$

$$E_w = P * A * s = 10P\pi\left(\frac{D^2}{4}\right)s$$

$$E_w = 241,3 * s$$

Dónde  $F$  es la fuerza de impulso (N),  $s$  es la carrera de amortiguador (m),  $E_w$  es la energía motriz (J). Por tanto la energía total a disipar será igual a la suma de la energía cinética y la energía motriz generada por el cilindro. Refiérase a la Ecuación (3.14).

$$E_T = E_c + E_w \quad (3.14)$$

También se puede calcular la energía absorbible por hora  $E_T/h$  multiplicando la energía a disipar por el número de ciclos del actuador y por 60 min/h.

Del catálogo de productos de FESTO, se escoge el que satisfaga las necesidades planteadas, de entre ellos se escoge el amortiguador hidráulico con función de estrangulación controlada por el recorrido, con aumento lineal de la fuerza de amortiguación y de carrera corta de la serie YSR. Refiérase a la Tabla 3.6.

Tabla 3.6. Características de amortiguadores.

Amortiguador	Carrera [mm]	Energía consumida por carrera (J)	Energía consumida por hora	$E_c$ (J)	$E_w=241.3*s$ (J)	$E_T=E_c+E_w$ (J)
YSRW-5-8	8	1,3	10000	1,1	1,9	3J
YSR-8-8-C	8	3J	18000	1,1	1,9	3J
YSRW-7-10	10	2,5	15000	1,1	2,4	3,5J

Fuente: (FESTO).

Se elige el amortiguador YSR-8-8-C de 8 mm de tamaño y 8 mm de carrera, pues abastece las necesidades del sistema, las especificaciones del amortiguador se muestran en el Anexo D.

### 3.1.5. Consumo de aire en cilindros.

El cálculo del consumo de aire en cilindros neumáticos es muy importante cuando se requiere conocer la capacidad del compresor necesario para abastecer a la demanda de una instalación. Puede calcularse con la Ecuación (3.15) (FESTO):

$$Q = \left(\frac{\pi}{4}\right) * D^2 * c * n * P * N * 10^{-6} \quad (3.15)$$

Tabla 3.7. Parámetros de cálculo de consumo de aire de un cilindro.

Símbolo	Unidades	Descripción
D	32 mm	Diámetro del cilindro
C	1000 mm	Carrera del cilindro
N	15	Ciclos completos por minuto
N	2	Numero de efectos del cilindro (N=1 para simple efecto, N=2 para doble efecto)
P	4 bar	Presión absoluta=Presión relativa de trabajo + 1 bar
Q	96,5 NI/min	Consumo de aire

Se estima que los cilindros trabajaran a 15 ciclos por minuto, a una frecuencia de 0,25 s<sup>-1</sup>, es decir el 25 % del tiempo los cilindros se mantendrán trabajando, mientras que el tiempo restante en estado de reposo.

La producción o consumo de aire se especifica en NI/min o Nm<sup>3</sup>/min, es decir en aire libre atmosférico (aire normalizado o aire normal), expresado en condiciones normales (Acosta Acosta).

### 3.2. Válvula de estrangulación y retención.

Estas válvulas estrechan el paso del aire o regulan el caudal de aire comprimido de la red, para reducir la velocidad de aire que llega al cilindro. Estos generalmente están acoplados a un antirretorno que permiten el paso de fluido en una sola dirección, limitando el paso en la dirección contraria evitando problemas (SENA, 2005).

Se selecciona una válvula reguladora recomendada por el simulador de FESTO, de la serie GRLA-1/8-QS-6-D, cuya hoja de especificaciones se muestran en el Anexo D.

### 3.3. Electroválvula.

Una electroválvula es un dispositivo electromecánico, que por la excitación de una señal eléctrica en una de sus bobinas, provoca el paso o no de un fluido hacia un conducto. Existen varios tipos de electroválvulas específicamente para este diseño se selecciona una electroválvula biestable de 5/2 vías, para cinco conexiones y dos posiciones de mando. Posee dos escapes correspondientes uno a cada utilización permitiendo el control de avance y retroceso del cilindro en forma independiente (Bernal).

Este tipo de válvulas se caracterizan por mantener su estado actual de conmutación hasta la siguiente señal de activación, es decir que al aplicar tensión en una de sus bobinas y retirar, mantiene su estado de conmutación hasta la siguiente señal.

Para calcular el caudal requerido que necesita una electroválvula, se la obtiene con la Ecuación (3.16) (MICRO). El resultado fue de 2, 2 Nm<sup>3</sup>/h. Refiérase a la Tabla 3.8.

$$Q_r = 0.0028 * D^2 * c * \frac{(P + 1.013)}{t} \quad (3.16)$$

Tabla 3.8. Parámetros de cálculo de caudal requerido para una electroválvula.

Símbolo	Unidades	Especificaciones
D	3,2 cm	Diámetro del pistón del cilindro
C	100 cm	Carrera del cilindro
T	1 s	Tiempo de ejecución del movimiento
P	3 bar	Presión de operación manométrica
Q <sub>r</sub>	11,5 Nm <sup>3</sup> /h	Consumo de aire

Sin embargo existen ciertas pérdidas y caídas de presión, que deberán considerarse en la elección de la electroválvula. La caída de presión admitida en la válvula, deben de ser menores a 0,1 bar, de acuerdo a esto se calcula el caudal nominal de la válvula con la Ecuación (3.17) (MICRO). Los resultados se pueden observar en la Tabla 3.9.

$$Q_n = \frac{40.98(Q_r)}{\sqrt{\Delta p(pe - \Delta p)}} \quad (3.17)$$

El caudal nominal de la válvula corresponde a 753 NI/min, se selecciona una electroválvula iguales o de caudales mayores a lo calculado, se selecciona la serie CPE14-M1BH-5J-1/8 de FESTO, cuyas especificaciones se muestran en el Anexo D.

Tabla 3.9. Resultados del cálculo de caudal requerido para una electroválvula.

Símbolo	Unidades	Descripción
$Q_r$	11,5 Nm <sup>3</sup> /h	Caudal requerido para el accionamiento
$\Delta p$	0,1 bar	Caída de presión admitida en la válvula
$P_e$	4,013 bar	Presión absoluta de alimentación de la válvula (presión manométrica+ 1,013)
$Q_n$	753,4 NI/min	Caudal nominal de la válvula

### 3.4. Compresor.

La selección del compresor es uno de los parámetros significativos en un sistema de aire comprimido, un correcto dimensionamiento supone grandes ahorros energéticos y un correcto funcionamiento de la instalación. En general, se establecen los siguientes pasos básicos para fijar correctamente la capacidad del compresor (Guía de elaboración de un sistema de aire comprimido):

- Estimar el consumo de aire total de los dispositivos a utilizar
- Determinar la presión más máxima de operación
- Estimar un valor típico de fugas y para futuras ampliaciones
- Fijar las máximas caídas de presión admitidas en el sistema

Se selecciona el compresor a una presión máxima de operación de todos los dispositivos del sistema neumático, como en nuestro caso todos los dispositivos trabajan a una misma presión. Por ende se seleccionará el compresor a una presión de 3 bares más un 15% por efectos de caídas de presión que puedan producirse en las tuberías.

#### 3.4.1. Estimación de aire comprimido.

Para la estimación del consumo de aire de las válvulas de distribución para el accionamiento de los cilindros neumáticos de toda la instalación, es el resultado de la suma del consumo individual de todas las válvulas que se usen, puesto que existirán en total 8 cilindros neumáticos cada uno de ellos con las válvulas correspondientes.

#### 3.4.2. Cálculo del caudal.

Para la determinación del caudal necesario para los dispositivos se debe de considerar los siguientes parámetros:

- Cantidad de unidades consumidoras

- Factor de simultaneidad: no todas las unidades consumidoras están en funcionamiento al mismo tiempo, tienen un factor de simultaneidad de acuerdo al número de unidades consumidoras. Refiérase a la Tabla 3.10.

Tabla 3.10. Consumo de caudal de las unidades consumidoras.

Cantidad de unidades consumidoras	Factor de simultaneidad
1	1
2	0,94
3	0,89
4	0,86
5	0,83
6	0,80
7	0,77
8	0,75

Fuente: (Chérrez Troya, 2010).

- Pérdidas por desgaste y fugas
- Duración de conexión de las unidades consumidoras se expresa en porcentajes, tiene en cuenta todas las unidades consumidoras que están conectadas al mismo tiempo. Refiérase a la Tabla 3.11.

Tabla 3.11. Consumo de caudal de las unidades consumidoras.

Unidades consumidoras	Consumo de aire (Nm <sup>3</sup> /min)	Duración de conexión	Cantidad de unidades consumidoras	Factor de simultaneidad	Consumo actual
Válvulas distribuidoras	0,753	40%	8	0,75	1,8

El caudal requerido por la instalación es el resultado de la suma del consumo de aire + un 5 % por desgaste + 10 % por fugas + un 20 % o 30 % por futuras ampliaciones (Rodríguez Gutierrez, 2005).

El caudal necesario para la elección del compresor es de 3,24 Nm<sup>3</sup>/min, puesto que todos los equipos trabajan a una presión de 3 bares, el compresor seleccionado deberá trabajara a una presión de 3 bares más un 15 %. Refiérase a la Tabla 3.12.

Tabla 3.12. Consumo total de aire comprimido del sistema neumático.

Consumo actual	1,8 Nm <sup>3</sup> /min
Desgaste 5 %	0,09 Nm <sup>3</sup> /min
Fuga máxima admisible 10 %	0,18 Nm <sup>3</sup> /min
Aumento planificado 20 %	0,36 Nm <sup>3</sup> /min
<b>Consumo total</b>	<b>3,24 Nm<sup>3</sup>/min</b>

Tomando en consideración las características de nuestro compresor ideal se ha seleccionado a un compresor de tornillo BOGE CF25, estación de aire comprimido con regulación de frecuencia, adapta continuamente el caudal a la demanda, altamente eficientes, con un caudal de 0,68-2,71 m<sup>3</sup>/min, convirtiéndolo en aire libre por minuto, con la Ecuación (3.18) equivale a un caudal máximo de 10,5 Nm<sup>3</sup>/min, cuyas características se muestran en el Anexo C.

$$Q_{al} = \frac{Q_{ac}(P+1,013)}{1,013} \quad (3.18)$$

Donde  $Q_{al}$  es el caudal de aire libre (Nm<sup>3</sup>/min),  $P$  es la presión de funcionamiento en bar manométrico,  $Q_{ac}$  (m<sup>3</sup>/min) es el caudal de aire comprimido (Soto Vásquez, 2005).

### 3.5. Simulación del sistema neumático.

FESTO líder mundial en proveer soluciones para sistemas de automatización, cuenta con un software de diseño on-line, que permite simular nuestro sistema en base a los dispositivos que provee FESTO y determinar el correcto dimensionamiento de nuestro diseño. Se ingresan los parámetros generales, se inicia la simulación, se evalúan los resultados y se muestra una lista de los equipos recomendados (FESTO). En la Tabla 3.13 se muestran los parámetros ingresados en el software on-line de FESTO.

Tabla 3.13. Ingreso de parámetros.

Parámetro	Magnitud
Longitud de carrera requerida	1 m
Masa en movimiento	0,81 kg
Ángulo de instalación	0°
Presión de funcionamiento	3 bar

En la Fig. 3.3 se muestra la conexión básica del cilindro neumático, a una válvula de estrangulación y la electroválvula.

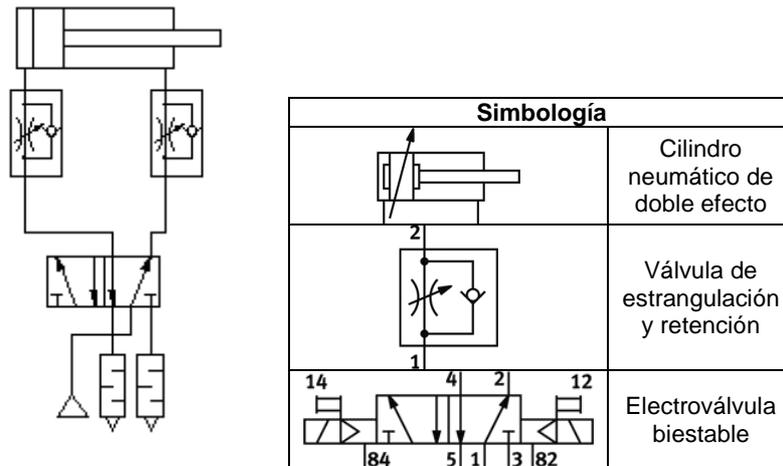


Fig. 3.3. Conexión básica del cilindro neumático.

Fuente:(FESTO)

### 3.5.1. Resultados.

En este software se puede simular el cilindro neumático cuando el pistón se encuentra extendido o comprimido. Para cuando el pistón se encuentra en la etapa de despliegue se tienen los resultados en la Tabla 3.14.

Tabla 3.14. Resultados para cuando el pistón se despliega.

Parámetro	Magnitud
Tiempo total de posicionamiento	1,3 s
Velocidad promedio	0,775 m/s
Velocidad de impacto	0,014m/s
Máxima velocidad	1,053 m/s
Energía dinámica de impacto	0 J
Consumo de aire mínimo	3,123 l
Regulación PPV	100%

En la Tabla 3.15 se muestran la lista de piezas que recomienda el mismo software en cuanto a ciertos accesorios como tubos flexibles para la conexión entre el cilindro y la válvula de retención y estrangulación.

Tabla 3.15. Lista de piezas recomendadas.

Nombre del elemento	Modelo
Accionamiento	DNC-32-1000-PPV
Amortiguador	YSR-8-8-C
Válvula de estrangulación de retención	GRLA-1/8-QS-6-D
Válvula de vías	CPE14-M1BH-5J-1/8
Silenciador	U -1/8
Tubo flexible [Cilindro> válvula]	PAN-Vo-6x1-BL
Racor 1	QS-1/8-6
Tubo flexible [Fuente> válvula]	PUN-6x1-BL
Racor 2	CK-1/8-PK-4

Según la Fig. 3.4 nos indica que el tiempo de recorrido del cilindro hasta cuando extiende todo el pistón, lo hace en 1,3 segundo a una velocidad de 1,05 m/s, resultados que se aproximan a lo calculado anteriormente, esto puede causar un fuerte impacto al cilindro, pero con el uso de un correcto amortiguador no se obtiene el efecto de rebote del cilindro, pues la velocidad de impacto que se consigue obtener es de 0,014 m/s, alcanzando a una velocidad de casi cero, por tanto el amortiguador nos garantiza que no causará daños al cilindro. Refiérase a la Tabla 3.14.

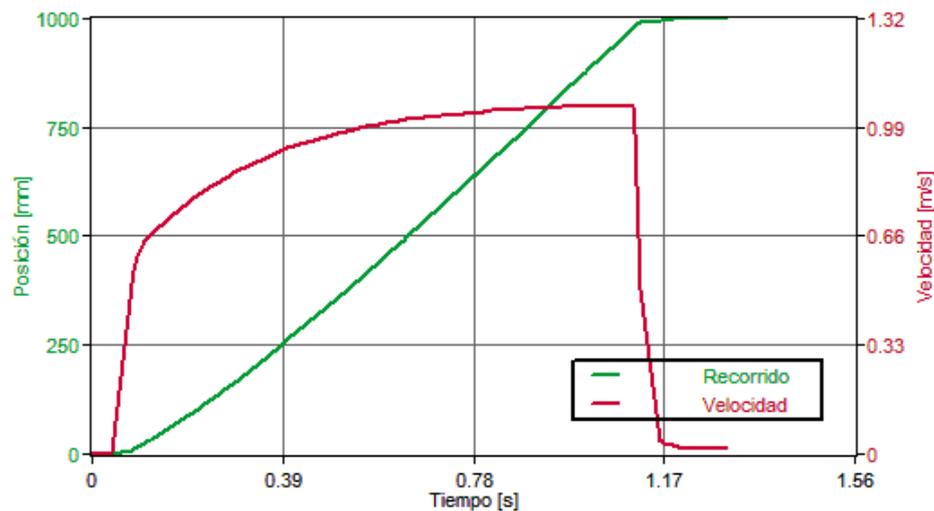


Fig. 3.4. Diagrama Recorrido/Velocidad/Tiempo, para el vástago extendido.

Fuente: (FESTO)

Conforme incrementa la velocidad, la aceleración de mantiene constante, excepto en el tiempo de 1 segundo, donde se tiene cierta desaceleración, causada por el impacto del cilindro y el amortiguador, volviendo a retomar su comportamiento constante en el tiempo de 1,17 segundos hasta el tiempo de posicionamiento del pistón. Refiérase a la Fig. 3.5.

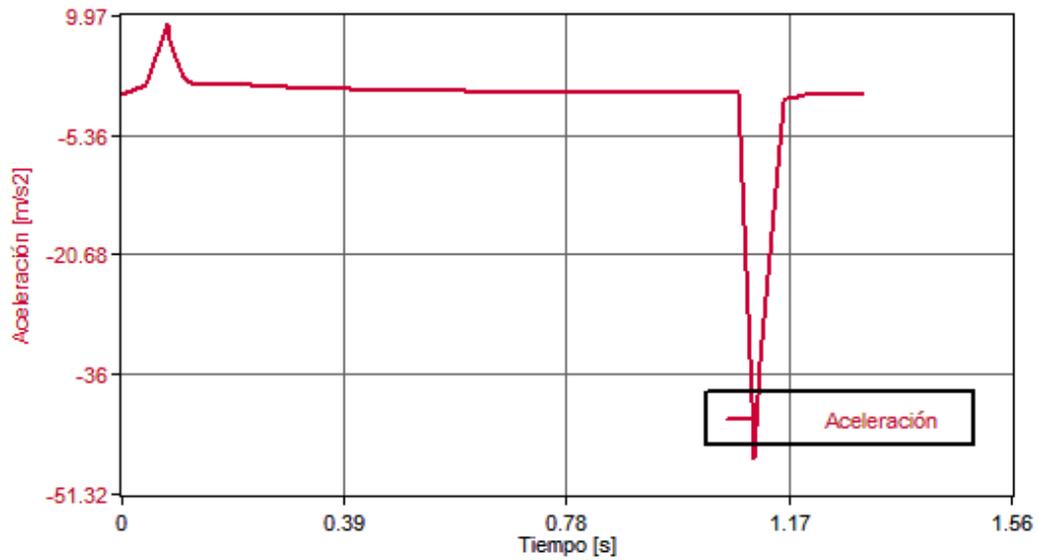


Fig. 3.5. Diagrama de tiempos de Presión/ Aceleración, para el vástago extendido.

Fuente: (FESTO)

Como se observa en la Fig. 3.6 la presión de entrada del sistema va disminuyendo conforme aumenta el tiempo, para el tiempo de 1 segundo la presión que llega a entregar es de 1,8 bar, como habíamos mencionado anteriormente la fuerza que entrega el cilindro es directamente proporcional a la presión y diámetro del cilindro. Por tanto la fuerza que entrega el cilindro al tiempo que llega a extenderse totalmente es de 144 N, valor que no repercute a nuestro diseño pues la fuerza necesaria es mucho menor a la obtenida.

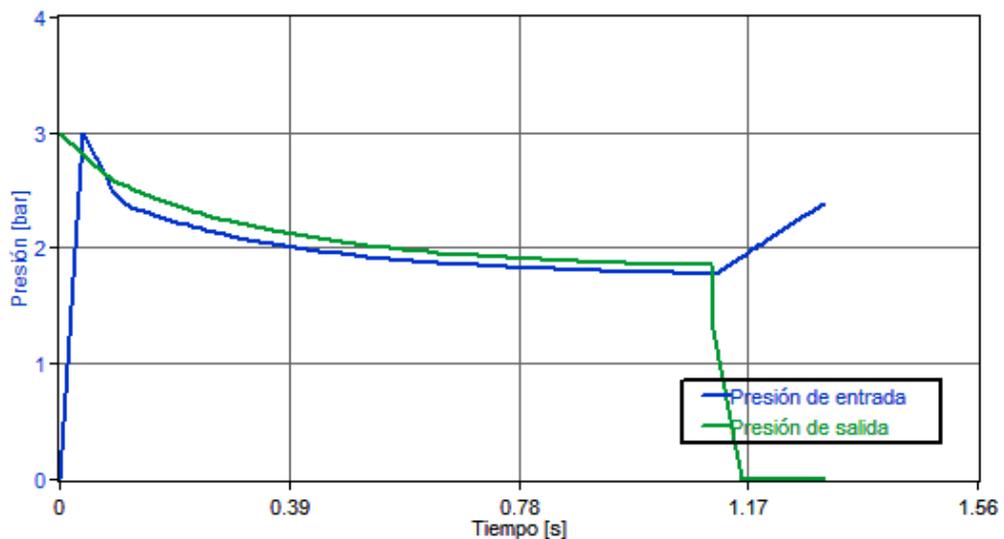


Fig. 3.6. Diagrama Presión-Tiempo, para el vástago extendido.

Fuente: (FESTO)

En cambio cuando el cilindro se encuentra en el proceso de retirar el pistón, los resultados se pueden visualizar en la Tabla 3.16.

Tabla 3.16. Resultados para cuando el pistón se extrae.

Parámetro	Magnitud
Tiempo total de posicionamiento	1,589 s
Velocidad promedio	0,663 m/s
Consumo de aire mínimo	2,944 l
Regulación PPV	100%
Energía dinámica de impacto	0 J
Velocidad de impacto	-0,013 m/s
Máxima velocidad	0,893 m/s

Como observamos en la Fig. 3.7, el tiempo en que la carrera del cilindro empieza a retirarse y llegar a su posición anterior es de 1,58 segundos y la velocidad máxima es de 0,893 m/s.

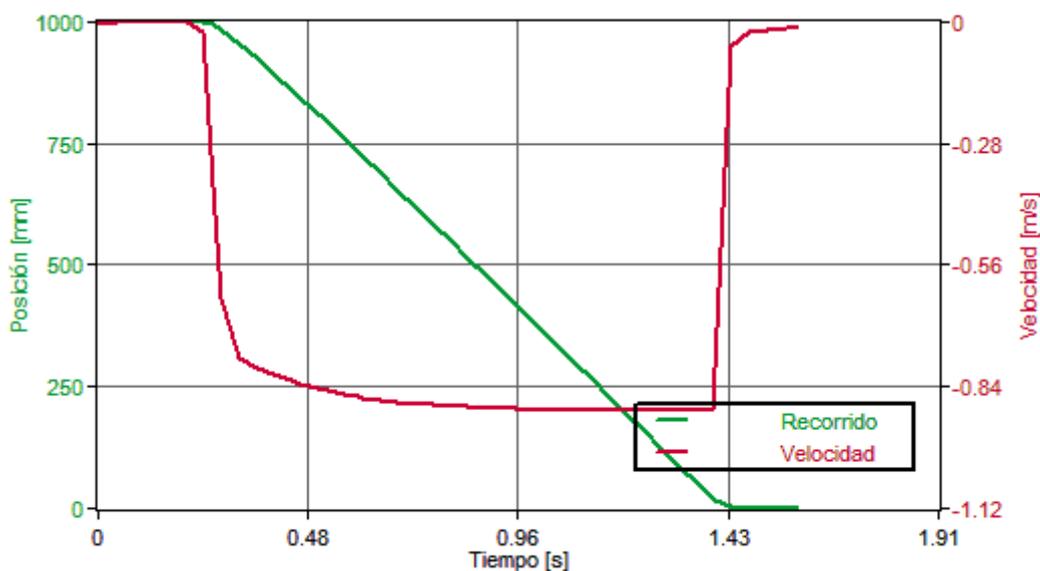


Fig. 3.7. Diagrama Recorrido/Velocidad/Tiempo, para el vástago extraído.

Fuente: (FESTO)

Como observamos en la Fig. 3.8, la aceleración se mantiene casi constante, pero se tiene ciertos picos de desaceleración pudiendo ser causados por efectos del amortiguador del mismo cilindro para no provocar los efectos de rebote causadas por la velocidad de impacto.

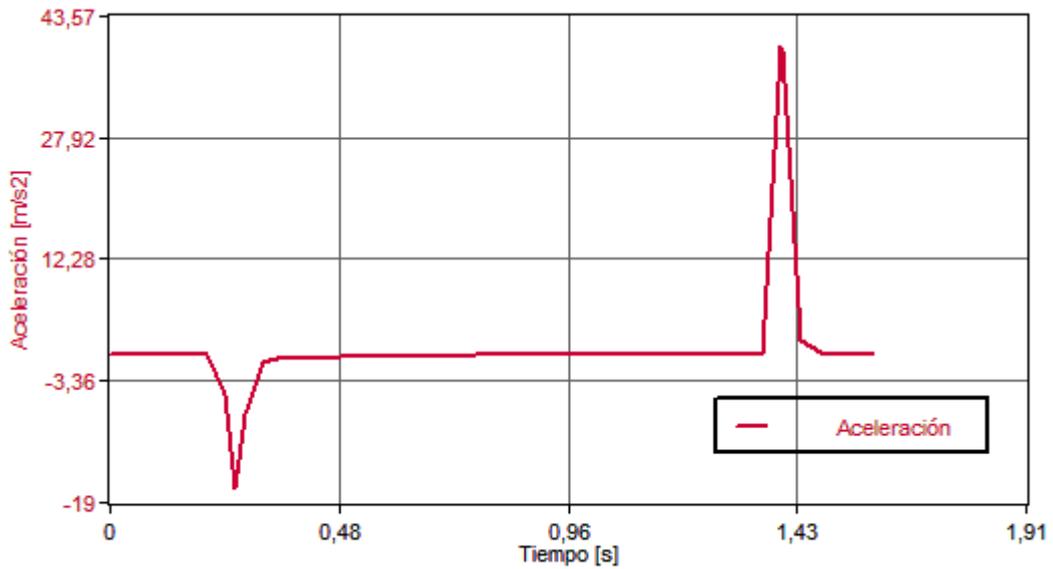


Fig. 3.8. Diagrama de tiempos de presión/aceleración, para el vástago extraído.

Fuente: (FESTO)

Como observamos en la Fig. 3.9, la presión de entrada del sistema empieza a disminuir conforme aumenta el tiempo, en este caso la presión de salida es de aproximadamente 2,2 bar con una fuerza de 143 N, fuerza necesaria y suficiente para nuestro sistema. En este caso la fuerza de retroceso del cilindro además de depender de la presión y diámetro del cilindro, también depende del diámetro del vástago, comprobándose que la fuerza de retroceso es menor a la fuerza de avance del cilindro.

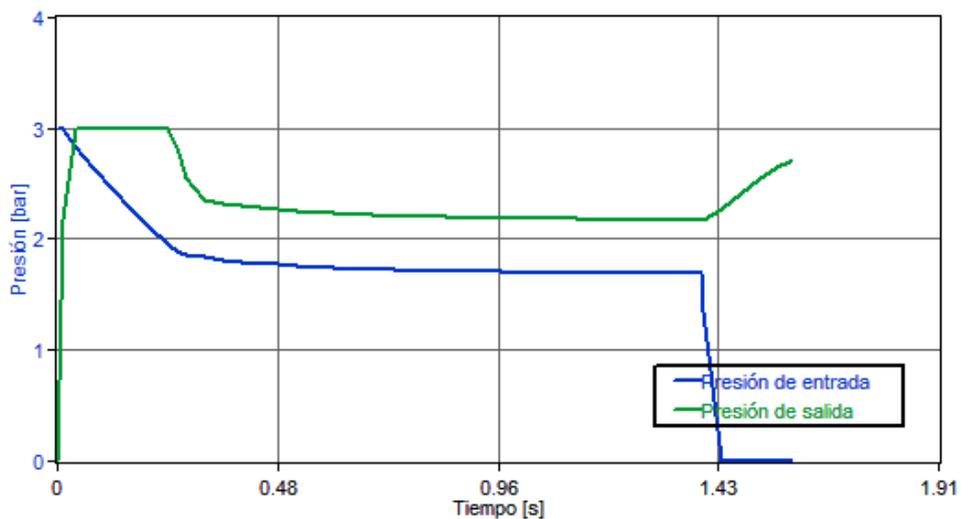


Fig. 3.9. Diagrama presión-tiempo, para el vástago extraído.

Fuente: (FESTO)

## **CAPÍTULO IV**

### **SISTEMA DE CONTROL**

#### **4. Controlador lógico programable**

El Controlador Lógico Programable (PLC) es un dispositivo de control, que se realiza en base a una lógica programable. Es el encargado de controlar todo el sistema electrónico y electromecánico, en función de las variables adquiridas por medio de la instrumentación instalada en el proceso.

Tendrá dos modos de funcionamiento:

- Modo automático: dependiendo de las señales que reciba de los sensores, enviará una señal de activación a los actuadores neumáticos y a los dispositivos de accionamiento.
- Modo manual: Se podrá controlar de manera manual el funcionamiento e interrupción de desplazamiento de la banda transportadora, así también se controlará el arranque general del sistema como una medida de seguridad.

Para seleccionar el controlador adecuado se deberá considerar las entradas y salidas necesarias del sistema, para ello se determina los siguientes requerimientos mínimos para el dispositivo controlador:

- 8 entradas digitales para los sensores detectores de color
- 8 entradas digitales para los sensores detectores de proximidad
- 1 entrada digital para el interruptor del modo manual
- 3 salidas digitales para los sistemas de accionamiento
- 8 salidas digitales para el accionamiento del sistema electro neumático 24VDC

Las señales de salida de los sensores, en caso de ser necesario, se deberán de acondicionar para la correcta interoperabilidad con el PLC.

##### **4.1. Sensores.**

Para controlar un proceso es importante determinada información del comportamiento del proceso como posición, temperatura, etc., de ahí la importancia de los sensores que en este caso nos permite detectar la presencia de un objeto y detectar el color del objeto, variables que son insumo para la ejecución de las acciones de control.

##### **4.1.1. Sensor de proximidad.**

Existen varios tipos de sensores para la detección de proximidad, pero el utilizado para esta aplicación es el sensor fotoeléctrico, por su rango de detección, en el orden de las decenas de metros.

El Sensor fotoeléctrico seleccionado corresponde de la marca SICK, de la serie W23 Laser, es un sensor compacto con rango de detección de hasta 400 mm, cuyas especificaciones técnicas se presentan en la Tabla 4.1, mientras que en la Fig. 4.1 se puede observar el sensor fotoeléctrico.



Fig. 4.1. Sensor de proximidad SICK.

Fuente: (SICK)

#### Características

- Detección precisa de objetos pequeños debido a la miniatura del punto de luz 2 a 400 mm
- Láser de Clase I
- Luz de láser rojo para una alineación rápida y fácil
- Ajuste del potenciómetro para asegurar simple ajuste del rango de detección
- Detector de proximidad con supresión de fondo

Tabla 4.1. Características técnicas del sensor de proximidad SICK W23 Laser.

Sensor/detección principal	Photoelectric proximity sensor, Background suppression
Dimensiones(W x H x D):	24.6 mm x 80 mm x 53.5 mm
Diseño de la carcasa (light emission):	Rectangular
Sensing range max:	50 mm ... 800 mm
Sensing range:	100 mm ... 800 mm
Type of light:	Visible red light
Light source:	Laser <sup>1)</sup>
Laser class:	1 (IEC 60825-1)
Wave length:	880 nm
Adjustment:	Potentiometer
Light spot size (distance):	Ø 2 mm (400 mm)
Supply voltage:	10 V DC ... 30 V DC <sup>2)</sup>
Residual ripple:	≤ 5 Vpp <sup>3)</sup>

Power consumption:	$\leq 35 \text{ mA}$ <sup>4)</sup>
Output type:	PNP
Output function:	Complementary
Switching mode:	Light/dark-switching
Output current $I_{\text{max}}$ :	$\leq 100 \text{ mA}$
Response time:	$\leq 25 \text{ ms}$ <sup>5)</sup>
Switching frequency:	$50 \text{ Hz}$ <sup>6)</sup>
Connection type:	Connector M12, 4-pin
Circuit protection:	A, C, D <sup>7) 8) 9)</sup>
Protection class:	II <sup>10)</sup>
Weight:	100 g
Housing material:	ABS, Plastic
Optics material:	PMMA
Enclosure rating:	IP 65
Ambient operating temperature:	-10 °C ... 45 °C
Ambient storage temperature:	-10 °C ... 75 °C
UL File No.:	NRKH.E181493 & NRKH7.E181493
<sup>1)</sup> Average service life 50,000 h at $T_A = +25 \text{ °C}$ <sup>2)</sup> Limit values <sup>3)</sup> May not exceed or fall short of $V_S$ tolerances <sup>4)</sup> Without load <sup>5)</sup> Signal transit time with resistive load <sup>6)</sup> With light/dark ratio 1:1 <sup>7)</sup> A = $V_S$ connections reverse-polarity protected <sup>8)</sup> C = interference suppression <sup>9)</sup> D = outputs overcurrent and short-circuit protected <sup>10)</sup> Reference voltage 50 V DC	

Fuente: (SICK)

#### 4.1.2. **Detector de color.**

El detector de color, de la marca OPTEx de la serie CVS1 (Sensor Color Visión Easy Series), los componentes del detector de color incluye: cámara, luz para detección infrarroja y una pantalla digital complementada por una interfaz de operador intuitiva. Las características del detector de color se muestran en la Tabla 4.2, mientras que en la Fig. 4.2 se puede observar una fotografía del sensor CVS1.

##### Características

- Distancia de trabajo de hasta 270 mm
- Gran profundidad de campo
- Tiempo de respuesta corto
- Pantalla LCD a color
- teclado integrado

- iluminación LED integrado
- 7 parámetros iniciales diferentes
- Salida Digital
- Trigger externa y entrada Teach
- Entradas de conmutación digital para selección de color externo
- Memoria para un total de 12 colores (sólo CVS1)
- Robusta y compacta carcasa de plástico
- Grado de protección IP 67



Fig. 4.2. Detectores de color OPTeX.

Fuente: (OPTeX, 2013)

Tabla 4.2. Características técnicas del sensor detector de color CVS1.

MODEL	CVS1-N10(NPN), CVS1-P10(PNP)
View angle	40°
Object distance	210-270 mm
Image-taking range* <sup>1</sup>	450x50-55x65 mm
Light source	White LED: 12 pcs
Power voltaje	Current Max. 220 mA /12V DC., 120 mA/24V DC
Resolution	8x16x3(RGB) - 200x240x3(RGB)
Temperatura drift	±2% of RGB each factor (0-40°C)* <sup>2</sup>
Lighting durability	Approx. 50000 hours* <sup>3</sup>
Lighting liminance tolerance	-70%--+100%* <sup>4</sup>
Response speed	0.6-22 ms
Output* <sup>5</sup>	NPN or PNP, Max. 100Ma, Residual voltaje: 10V

	or less
Input	Bank switch input: 4 points (1 points is switches to the upper and lower limit terminal)
Ambient humidity range	35-85%RH
Material	ABS/ acrylic fiber/ polycarbonate
Protection degree	IP67
Weight	180g
<p>*<sup>1</sup> : Tolence: <math>\pm 10\%</math></p> <p>*<sup>2</sup> : When the set value of KIL BLK is "10" or more</p> <p>*<sup>3</sup> : When luminance has dropped to 50% under the normal temperature and humidity circunstance</p> <p>*<sup>4</sup> : Representative value when KILBLK is set to "27"</p>	

Fuente:  
(OPTEX,  
2013)

En la Fig. 4.3 se puede observar el campo de visión que puede llegar a alcanzar el detector de color de la serie CVS1-P10.

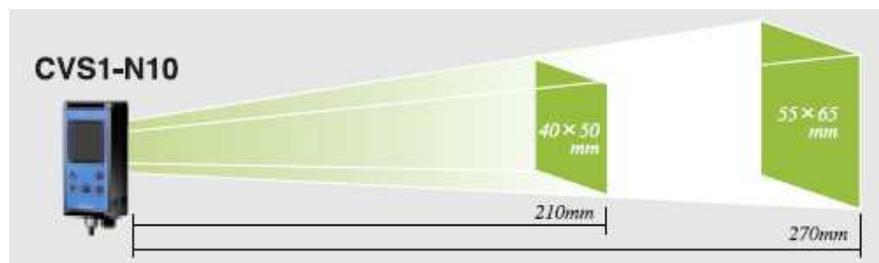


Fig. 4.3. Campo de visión CVS1-P10.

Fuente: (OPTEX, 2013)

## **CAPÍTULO V**

### **PRESUPUESTO**

## 5. Costos

El presupuesto del proyecto consta de los costos directos e indirectos del diseño del sistema de control.

### 5.1. Costos directos.

Los costos directos son aquellos costos de todos los materiales que componen el sistema de control, del transporte de materiales y mano de obra.

Tabla 5.1. Costos Materiales.

Descripción	Unidad	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Correa transportadora BeltSIFLEX	m	200	\$ 192,86	\$ 38.572,00
Rodillo de Impacto Serie PSV5,30F,194NA,2 508	u	1	\$ 925,80	\$ 925,80
Rodillo de Impacto Serie MPS1, 15F, 180NA, 1158	u	1	\$ 114,32	\$ 114,32
Rodillo de Retorno Serie PSV4,30F,180NL,2 508	u	1	\$ 596,66	\$ 596,66
Rodillo de Retorno Serie RTL1,15F,108NG,1 158	u	1	\$ 64,39	\$ 64,39
Tambor motriz	u	2	\$ 35,28	\$ 70,56
Contra tambor	u	2	\$ 11,29	\$ 22,58
Motorreductor SEWEURODRIVE	u	3	\$ 5.521,35	\$ 16.565,05
Arrancador suave	u	3	\$ 670,07	\$ 2.010,21
Cilindro normalizado DNC-32-1000-PPV	u	8	\$ 249,84	\$ 1.998,72

U -1/8 Silenciadores	u	16	\$ 50	\$ 800,00
Amortiguador YSRW-8-8C	u	8	\$ 151,29	\$ 1.210,32
Regulador de caudal GRLA-1/8- QS-6-D	u	16	\$ 22,45	\$ 359,20
Electroválvula CPE-14-M1BH-5J- 1/8	u	8	\$ 137,18	\$ 1.097,44
Compresor BOGE CF25	u	1	\$ 19.465,76	\$ 19.465,76
Tubo Flexible Plástico PAN-V0-6	u	1	\$ 8,01	\$ 8,01
Tubo Poliuretano PUN-6x1-BL	u	1	\$ 1,21	\$ 1,21
Racor recto QS- 1/8-6	u	16	\$ 1,85	\$ 29,60
Racor rápido CK- 1/8-PK-4	u	16	\$ 2,65	\$ 42,40
Tablero de mando y control	u	1	\$ 3.224,95	\$ 3.224,95
Sensor OPTEX CVS1-N40	u	8	\$ 2.400,00	\$ 19.200,00
Sensor SICK W23 Laser, Photoelectric proximity sensor	u	8	\$ 374,32	\$ 2.994,56
<b>Subtotal materiales</b>				<b>\$ 87.178,18</b>

Tabla 5.2. Costos tablero de control.

Descripción	Unidad	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Guarda motor serie 3RV1021-1HA10	u	3	\$ 185,81	\$ 557,43
Caja plástica para guarda motor tamaño S0	u	3	\$ 35,99	\$ 107,97
Porta fusibles	u	9	\$ 12,09	\$ 108,81
Fusibles	u	9	\$ 12,00	\$ 108,00
Interruptor	u	1	\$ 2,37	\$ 2,37
Lámparas de señalización	u	2	\$ 31,03	\$ 62,06
Fuente de alimentación 6EP1334-1LB00 24V/10A y 12V	u	2	\$ 374,53	\$ 749,06
Módulo lógico LOGO con posibilidad de expansión	u	1	\$ 1.102,47	\$ 1.102,47
Módulo de expansión LOGO, para módulos lógicos básicos	u	3	\$ 142,26	\$ 426,78
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 3.224,95</b>

Tabla 5.3. Costos montaje e instalación.

Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
Montaje e instalación	u	1	\$ 8.000,00	\$ 8.000,00
<b>Mano de obra</b>				<b>\$ 8.000,00</b>

Tabla 5.4. Total costos directos.

Subtotal presupuesto de materiales	\$ 87.178,18
Subtotal presupuesto de mano de obra calificada	\$ 8.000,00
<b>(1) Total costos directos</b>	<b>\$ 95.178,18</b>

## 5.2. Costos indirectos.

Los costos indirectos hace referencia a aquellos costos como de fiscalización, imprevistos, administración y dirección técnica.

Tabla 5.5. Total costos.

Administración y dirección técnica 10%	\$	9.417,82
Imprevistos 1%	\$	95,18
Fiscalización	\$	500,00
Utilidades 10%	\$	9.517,82
(2) Total costos indirectos	\$	19.630,81
<b>(1)+(2) Total</b>	<b>\$</b>	<b>114.808,99</b>

## CONCLUSIONES

- Para la selección de los elementos del sistema mecánico y neumático, se debe seguir ciertos criterios de diseño, técnicas, experiencias y recomendaciones dadas por los proveedores de los elementos del sistema.
- Existen varios métodos para determinar la velocidad lineal de la banda transportadora, la primera en base al diámetro y características del material a transportar, y mediante un análisis matemático en base a la distancia de la banda y la capacidad requerida del proceso.
- La velocidad lineal de la banda transportadora es directamente proporcional a la potencia del motor y a la capacidad máxima de transporte de la banda, es decir aumentan conforme incrementa la velocidad de funcionamiento del transportador. Sin embargo para velocidades mayores a 3,5 m/s, puede causar la expulsión del material fuera de la banda, a no ser que el material sea abrasivo.
- El ángulo de inclinación de la banda es otro de los parámetros importantes en el dimensionamiento de la banda transportadora, pues puede causar: el deslizamiento de la carga y mayores tensiones en la banda.
- Para evitar el deslizamiento del material en bandas inclinadas, se suele utilizar: cintas con superficies rugosas, cintas con superficies nervadas, los mismos que evitan el rodamiento de la carga. Además si se utilizan cintas rugosas se pueden utilizar ángulos de inclinación de hasta 20°, mientras que si se usan cintas con superficies nervadas se pueden emplear ángulos de inclinación de hasta 45°.
- Para determinar la potencia de accionamiento del transportador es importante determinar las tensiones de entrada y salida de la banda, la necesaria para mover la banda vacía y desplazar el material sobre la misma, tomando en consideración la fricción de las partes móviles de la banda y del material transportado.
- Los cilindros neumáticos con longitudes de carrera mayores a 1000 mm, se suele producir el efecto de pandeo (flexión del pistón), que ocasiona el desgaste y rotura del cilindro, para evitar este efecto se debe seleccionar un diámetro del vástago adecuado y un correcto montaje e instalación del cilindro.
- Para determinar el diámetro del vástago y evitar el efecto de pandeo del cilindro, existen dos métodos que se suelen seguir, la primera mediante un análisis matemático en base al montaje del cilindro y a la fuerza máxima de compresión, y la segunda mediante un análisis gráfico en base a la longitud de carrera del cilindro y la fuerza máxima ejercida por el cilindro.

- La velocidad del cilindro neumático aumenta conforme la longitud de carrera del cilindro, este parámetro es de gran importancia, pues a velocidades mayores a 1 m/s, se puede ocasionar el desgaste del cilindro, el arrojamiento del material por inercia y el impacto contra el cilindro, debido a esta cierta energía cinética.
- Cada cilindro neumático es capaz de absorber cierta energía cinética a cierta velocidad predeterminada, dependiendo de su construcción. Para cilindros que alcanzan velocidades mayores a 1 m/s, deberán ser capaces absorber esta energía excedida, para ello se suelen utilizar amortiguadores externos, que protegerán el cilindro y el material.
- La presión es uno de los factores determinantes en la magnitud fuerza de funcionamiento del cilindro neumático y de todo el sistema, en este caso la presión se seleccionó la mínima recomendada por FESTO. Además otro de los parámetros influyentes en esta magnitud es el diámetro del cilindro.
- El consumo de aire de un cilindro aumenta conforme la longitud de carrera, es por esto que no se recomienda el uso de longitudes mayores a 2000 mm, por el elevado costo de consumo de aire.
- El tiempo de posicionamiento de avance para un cilindro de 1000 mm de carrera, puede llegar a alcanzar un máximo de 1,3 segundos, mientras que el tiempo de retroceso es mayor a 1,6 segundos, esto se debe a que la fuerza de retroceso es siempre menor a la fuerza de avance del cilindro causada por el diámetro del émbolo y vástago del cilindro.

## RECOMENDACIONES

- Puesto que no existen estudios del peso volumétrico de los residuos para la ciudad de Loja, recomienda realizar estos estudios para poder dimensionar correctamente este diseño.
- Además del diseño del sistema de control, se puede realizar el monitoreo de los contenedores para detectar cuando estos lleguen a cierto nivel de llenado para evitar el rebote o el desborde de basura, y así enviar un camión recolector hacia el lugar donde se encuentra el contenedor y ser recogido.
- Se recomienda determinar el diseño mecánico de la estructura y soporte de la banda transportadora, y además el cálculo de tuberías de aire comprimido, para el sistema neumático; pues este proyecto se limita a un diseño eléctrico y electrónico del proceso.

## BIBLIOGRAFÍA

- Guía de elaboración de un sistema de aire comprimido.* (s.f.). Recuperado el 5 de Abril de 2013, de <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5025/fichero/3.-+Dimensionamiento+de+un+sistema+de+aire+comprimido.pdf>
- ABB. (s.f.). *Power and productivity for a better world.* Recuperado el 16 de Julio de 2013, de Cuaderno de aplicaciones técnicas: El motor asíncrono trifásico: [http://www05.abb.com/global/scot/scot209.nsf/veritydisplay/477b5b9a47443becc125791a003ab324/\\$file/1TXA007106G0701\\_CT6.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot209.nsf/veritydisplay/477b5b9a47443becc125791a003ab324/$file/1TXA007106G0701_CT6.pdf)
- ABB Revista. (2002). *Nuevos arrancadores suaves para motores trifásicos.* Recuperado el 17 de Julio de 2013, de [http://library.abb.com/GLOBAL/SCOT/scot271.nsf/VerityDisplay/E7F5BEE372E4BA0BC1256DD00347076/\\$File/56-63%20M647%20SPA.pdf](http://library.abb.com/GLOBAL/SCOT/scot271.nsf/VerityDisplay/E7F5BEE372E4BA0BC1256DD00347076/$File/56-63%20M647%20SPA.pdf)
- Acosta Acosta, R. (s.f.). *Capítulo 2: Fundamentos de neumática, sensores y actuadores.* Recuperado el 24 de Abril de 2013, de <http://blog.utp.edu.co/ricosta/files/2011/08/CAPITULO-2-NEUM%C3%81TICA-Y-ELECTRONEUMATICA.pdf>
- Acosta Loyola, M. C. (2005). *Propuesta para la gestión integral de residuos sólidos en la Ciudad de Vinces, Provincia de los Ríos-Ecuador.* Recuperado el 24 de Febrero de 2013, de <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/827>
- Beltsiflex. (s.f.). *SIBAN.* Recuperado el 1 de Mayo de 2013, de Bandas transportadoras: <http://www.siban.com/Siban/Web/home/index.asp?cod=23bde694-9b2f-45fb-a73d-36f047b06e13>
- BENSHAW. (s.f.). *Arrancadores suaves.* Recuperado el 17 de Julio de 2013, de [www.tecowestinghouse.com](http://www.tecowestinghouse.com)
- Bernal, V. H. (s.f.). *Guía de trabajo 6: Componentes de la neumática.* Recuperado el 26 de Marzo de 2013, de <http://automatica.mex.tl/imagesnew/5/0/1/4/2/NEUM%C3%81TICA%20GUIA%206.pdf>
- BOGE. (s.f.). *Compresores BOGE.* Recuperado el 15 de Mayo de 2013, de [http://www.boge.com/es/artikel/Company\\_Info/Company.jsp?msf=100](http://www.boge.com/es/artikel/Company_Info/Company.jsp?msf=100)
- Chérrez Troya, M. H. (2010). *Rediseño del sistema de aire comprimido de la estación de bombeo-Faisanes del poliducto Esmeraldas-Quito-Macul.* Recuperado el 5 de Abril de 2013, de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/905?mode=full>
- CONTITECH. (s.f.). *Manual de Ingeniería: Bandas Transportadoras.* Recuperado el 18 de Junio de 2013, de CONVEYOR BELT GROUP: <http://tecnibandas.com.c25.sitepreviewer.com/wp-content/uploads/2013/03/ManuallIngenieria.pdf>
- Dr. Núñez Jiménez, A. (Noviembre de 2011). Curso: Equipamiento Mecánico y Transporte. Loja, Loja, Ecuador.

- Enríquez Guevara, L. A. (2008). *Banda Transportadora como modelo mecatrónico*. Recuperado el 26 de Junio de 2013
- envac group. (s.f.). *envac*. Recuperado el 2 de Febrero de 2013, de envac: <http://www.optibag.com/>
- envac group. (s.f.). *envac concept*. Recuperado el 2 de Febrero de 2013, de envac concept: [http://www.envacconcept.com/es/la\\_revista/1-11-tema-pioneros-de-envac-antiguos-y-modernos/oslo-pionera-en-optibag](http://www.envacconcept.com/es/la_revista/1-11-tema-pioneros-de-envac-antiguos-y-modernos/oslo-pionera-en-optibag)
- Esbelt S.A. (s.f.). *Esbelt*. Obtenido de Productos: Perfiles: <http://www.esbelt.com/products/ProfilesDisp.php?IDM=ESP>
- FESTO. (s.f.). *Phneumatic & Electric Automation Worldwide* . Recuperado el 20 de Marzo de 2013, de <http://www.festo.com/>
- FLENDER SIEMENS. (s.f.). *Reductores y motorreductores Flender*. Recuperado el 9 de Mayo de 2013, de <http://jngdelecuador.com/Sitec16.pdf>
- FLENDER SIP, SIEMENS. (s.f.). *Catálogo: Reductores planetarios industriales*. Recuperado el 9 de Mayo de 2013, de [https://www.automation.siemens.com/mcms/infocenter/dokumentcenter/md/Document su20Catalogs/MD31.1\\_FLENDER\\_SIP\\_Standard\\_Industrie\\_Planetengetriebe\\_ES.pdf](https://www.automation.siemens.com/mcms/infocenter/dokumentcenter/md/Document su20Catalogs/MD31.1_FLENDER_SIP_Standard_Industrie_Planetengetriebe_ES.pdf)
- Grupo RUMELCA. (s.f.). *Informaciones técnicas y criterios de diseño de las cintas transportadoras*. Recuperado el 9 de Marzo de 2013, de <http://www.rulmeca.com>
- habasit. (s.f.). *Guía de ingeniería: Cintas transportadoras con estructura de tejido*. Recuperado el 6 de Marzo de 2013, de <http://www.habasit.com/es/bandas-transportadoras.htm>
- Hinojosa, H. R. (2002). *Software de diseño de transportadores de banda*. Recuperado el 23 de Abril de 2013, de <http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/4477/1/6997.pdf>
- Kauman S.A. (s.f.). *RUBBER TECHONOLOGIES*. Recuperado el 12 de Julio de 2013, de [http://www.alenmultimedia.com/@demos/kauman/?sec=informacion\\_tecnica&lang=es&id\\_categoria=6](http://www.alenmultimedia.com/@demos/kauman/?sec=informacion_tecnica&lang=es&id_categoria=6)
- Laspina, I. (2003). *Estudio del caso: EL programa de gestión integral de desechos sólidos: Loja, Ecuador*. Recuperado el 6 de Junio de 2013, de [http://ww2.prefeitura.sp.gov.br/urbal/en/media/publications/Loja\\_Ecuador.pdf](http://ww2.prefeitura.sp.gov.br/urbal/en/media/publications/Loja_Ecuador.pdf)
- Loor Mera, A. G. (2009). *Scrib*. Recuperado el 6 de Junio de 2013, de Diagnóstico de las Situación Ambiental Actual de Manejo de los Desechos Sólidos en Loja: <http://es.scribd.com/doc/93672150/Diagnostico-Ambiental-Loja-Alfredo-Loor>
- Martínez Grave de Peralta, J. A. (s.f.). *Metodología de cálculo de transportadores de banda*. Recuperado el 7 de Mayo de 2013, de <http://www.monografias.com/trabajos78/metodologia-calculo-transportadores-banda/metodologia-calculo-transportadores-banda2.shtml>

- MICRO. (s.f.). *Válvulas direccionales*. Recuperado el 26 de Marzo de 2013, de <http://www.distribtec.com.ar/micro/valvulas/INTRODUCCION.pdf>
- OPTEX. (2013). *Sensing Innovation*. Recuperado el 23 de Abril de 2013, de <http://www.optexamerica.com>
- Oscullo Naranjo, C. G., & Jácome Tapia, J. L. (27 de Junio de 2011). *Diseño de la red de aire comprimido, del recipiente de almacenamiento de aire y del sistema de climatización del área de pintura, para la planta de producción de recipientes a presión y facilidad de producción de la compañía SERTECPET S.A.-Ecuador*. Recuperado el 5 de Abril de 2013, de <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/3708>
- Páez Aguinaga, H. E., & Vinueza Carrillo, M. D. (Junio de 2010). *Diseño y construcción de un módulo didáctico para suministrar material a los sitios de trabajo por medio de una banda transportadora para una industria de manufactura, controlado por un relé lógico programable*. Recuperado el 12 de Julio de 2013, de <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/2184/1/CD-2935.pdf>
- PIRELLI. (s.f.). *Manual de cálculo de cintas transportadoras*. Recuperado el 23 de Abril de 2013, de <http://es.scribd.com/doc/92226217/Manual-Cintas-Pirelli>
- PNUMA-ORPALC. (2007). *Perspectivas del Medio Ambiente Urbano: Geo Loja*. Recuperado el 6 de Junio de 2013, de <http://www.naturalezaycultura.org/docs/Geo%20Loja.pdf>
- Prof. Wojczys, H. M. (2011). *Proyecto y diseño electromecánico*. Recuperado el 31 de Mayo de 2013, de <http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=instituto%20privado%20fray%20luis%20beltr%C3%A1n.%20proyecto%20y%20dise%C3%B1o%20electromec%C3%A1nico&source=web&cd=1&cad=rja&ved=0CCoQFjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.frayluisbeltran.com%2Fapuntes%2Fwojczys%2FActividade>
- REM. (s.f.). *Catálogo reductores Sinfín Corona*. Recuperado el 13 de Mayo de 2013, de <http://www.soltecna.com/doc/es-catalogo-rem-.pdf>
- Renedo, C. J. (s.f.). *Neumática e Hidráulica: Actuadores Neumáticos*. Recuperado el 22 de Abril de 2013, de Universidad de Cantabria: <http://personales.unican.es/reneoc/Trasparesncias%20WEB/Trasp%20Neu/T12%20CILINDROS%20OK.pdf>
- Rodríguez Gutiérrez, E. J. (Octubre de 2005). *Diseño de la línea de aire comprimido para herramienta neumática en la empresa TURBOSERVICIOS de C.A., S.A.* Recuperado el 5 de Abril de 2013, de [http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08\\_0471\\_M.pdf](http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0471_M.pdf)
- ROTRANS S.A. (s.f.). Recuperado el 9 de Marzo de 2013, de <http://www.rulmeca.com/>
- Sanz, P. H. (2011). *Software para el diseño de una banda transportadora y creación del modelo de elementos finitos asociados*. Recuperado el 23 de Abril de 2013, de <http://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/11759>

- SENA. (2005). *Neumática básica*. Recuperado el 20 de Marzo de 2013, de <http://es.scribd.com/doc/2741243/Elementos-neumaticos>
- SEW-EURODRIVE. (1995-2013). *Driving the world*. Recuperado el 14 de Mayo de 2013, de Motorreductores: <http://www.sew-eurodrive.com.co/portal/>
- SICK. (s.f.). *Sensor Intelligence*. Recuperado el 23 de Abril de 2013, de <https://www.mysick.com/productfinder/en/?1045643>
- siegling transilon. (s.f.). *Cálculo de la banda transportadora: Bandas de transporte y procesamiento*. Recuperado el 9 de Marzo de 2013, de [http://www.forbo-siegling.com/es/pages/brochures/technical/download/fms200904\\_calculo\\_de\\_la\\_banda\\_transportadora\\_304\\_sp.pdf](http://www.forbo-siegling.com/es/pages/brochures/technical/download/fms200904_calculo_de_la_banda_transportadora_304_sp.pdf)
- SIEMENS. (s.f.). *Arrancadores suaves SIRIUS 3RW30/3RW40*. Recuperado el 18 de Julio de 2013, de Manual de producto: <http://www.bamore.com.ar/manuales/sirius.pdf>
- SIEMENS. (s.f.). *SIRIUS*. Recuperado el 17 de Julio de 2013, de Arrancadores suaves 3RW40: <https://eb.automation.siemens.com/mall/es/WW/Catalog/Products/10024032?tree=CatalogTree>
- Silva Olvera, A. (2006 de Abril de 18). *Scrib*. Recuperado el 9 de Mayo de 2013, de Manual de elaboración de prácticas: Selección de reductores y motorreductores: <http://es.scribd.com/doc/75127846/Practica-reductores>
- Sistemas neumáticos y oleohidráulicos*. (s.f.). Recuperado el 22 de Abril de 2013, de Práctica 1: Neumática convencional: Consulta de catálogos comerciales: <http://blog.utp.edu.co/ricosta/files/2011/08/ejercicio-catalogo-SMC1.pdf>
- Soto Vásquez, A. A. (2005). *Propuesta de rediseño de la red de aire comprimido de industrias CERESITA S.A.* Recuperado el 6 de Abril de 2013, de [http://vicentesoria.mdl2.com/pluginfile.php/189/mod\\_resource/content/1/aire%20comprimido%20tesis.pdf](http://vicentesoria.mdl2.com/pluginfile.php/189/mod_resource/content/1/aire%20comprimido%20tesis.pdf)
- Tapias Moreira, F. (2011). *Estudio de la energía en el cierre dinámico de puertas*. Recuperado el 20 de Marzo de 2013, de <http://upcommons.upc.edu/pfc/handle/2099.1/14803>
- Universitat Jaume I. (s.f.). *Sistemes Olehidraulics i Phneumatics. Neumática: Tema 4*. Recuperado el 24 de Abril de 2013, de <https://aulavirtual.uji.es/auth/uji/alterlogin/index.php>
- Wahlquist, A. (2000). *Patente nº ES 2 144 127 T3*. Europea.

## **ANEXOS**

## A. DISPOSICIÓN DE EQUIPAMIENTO EN LA BANDA TRANSPORTADORA

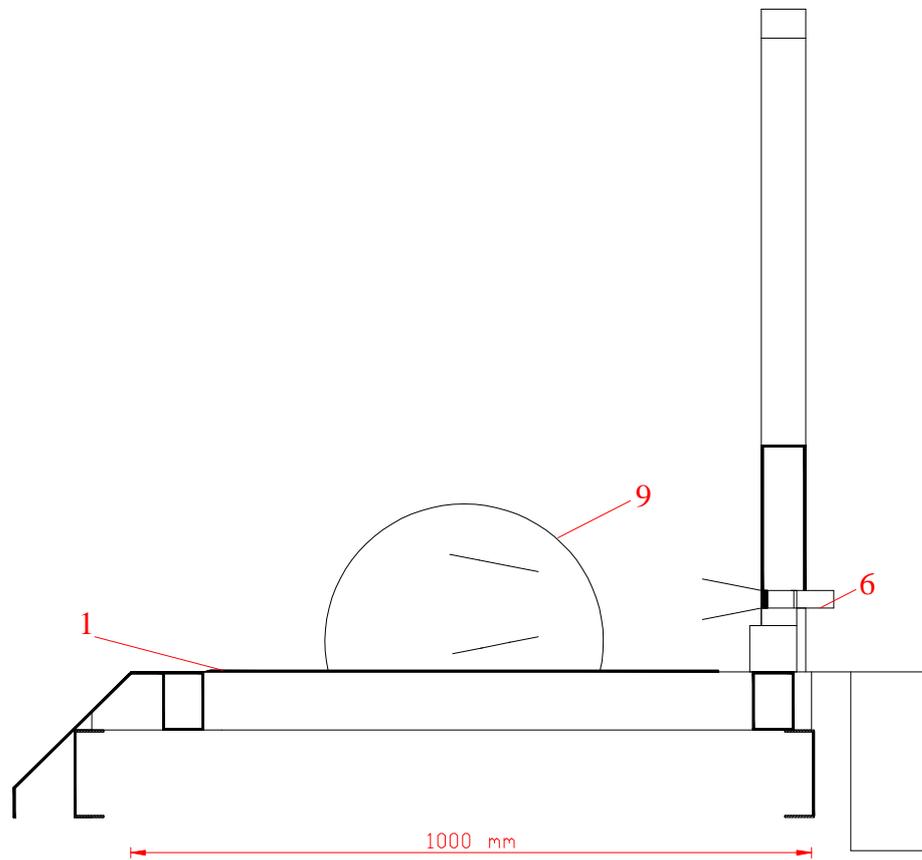


Fig. A.1. Vista Lateral.  
Fuente: (Wahlquist, 2000).

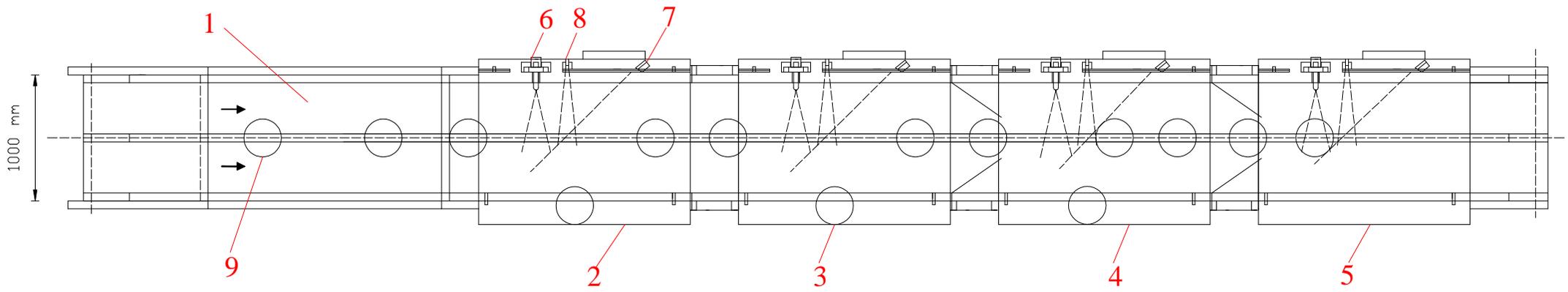


Fig. A.2. Vista superior.

Fuente: (Wahlquist, 2000).

## B. CÁLCULO DE TENSIONES EN LA BANDA TRANSPORTADORA

En este Anexo se detallan el cálculo de las tensiones para el perfil de la banda de la Fig. 2.9, y la potencia necesaria para el accionamiento del transportador.

El cálculo de tensiones para cada uno de los puntos de la banda, de acuerdo a la fricción producida por la banda, rodillos, el tambor y el material transportado en la cinta.

### B.1. Cálculo de resistencias al movimiento, por tramos rectos.

Para el cálculo de resistencias en los tramos de la banda transportadora necesitamos conocer el coeficiente de rozamiento ( $\omega$ ) al movimiento de la rama cargada o no cargada, es coeficiente se ha determinado que es el mismo para ambos ramales.

$$\omega=0.3$$

Longitudes de la traza de la banda transportadora:

$$L_{2,3} = L_{45} - 1$$

$$L_{5,6} = L_{45} - 1$$

Resistencias entre los extremos, de los tramos pertenecientes a la rama no cargada ( $W_{i,i+1}$ ).

$$W_{2,3} = (q_b + q_{rr})\omega L_{2,3}$$

Resistencias entre los extremos, de los tramos pertenecientes a la rama cargada ( $W_{i,i+1}$ ).

$$W_{9,10} = ((q_b + q_c) + q_r)\omega L_{5,6}$$

Resistencia entre los puntos de carga:

Cf=1.4 (Coeficiente relacionado a la fricción de la carga con la banda)

g=9.8 (gravedad m/s<sup>2</sup>)

$$W_{4,5} = C_f \frac{q_c v^2}{g}$$

Resistencia entre los puntos del dispositivo de limpieza:

q1=40 (Resistencia específica del dispositivo de limpieza, entre 30 y 50, N/m)

$$W_{1,2} = q_1 B_R$$

En la Tabla B.1 se muestran los resultados de los cálculos de las resistencias, en cada uno de los tramos.

Tabla B.1. Resistencias de los tramos de la banda de 1000 mm de ancho.

Símbolo	Magnitud [ N ]
$W_{1,2}$	40
$W_{2,3}$	65
$W_{4,5}$	13
$W_{5,6}$	349

## B.2. Cálculo de tensiones en la banda.

Coefficientes de aumento de resistencia por cambio de ángulo:

$$K_4 = 1.02$$

Tensiones en la banda transportadora:

$$S_1 = ?$$

$$S_2 = S_1 + W_{1,2}$$

$$S_3 = S_2 + W_{2,3}$$

$$S_4 = K_4 S_3$$

$$S_5 = S_4 + W_{4,5}$$

$$S_6 = S_5 + W_{5,6}$$

Resolviendo S14 se obtiene la ecuación característica de las tensiones de la banda transportadora.

$$S_6 = 468,024 + 1,02S_1$$

La ecuación característica del tramo de entrada-salida del tambor motriz relacionada por la fórmula de Eytelwein-Euler:

$$S_6 = S_1 e^{\mu\alpha}$$

$\mu=0.3$ ; Coeficiente de rozamiento entre la banda y tambor motriz.

$\alpha=380^\circ$ ; Angulo del tambor motriz rodeado por la banda (radianes)

En la Fig. B.1 se muestra el gráfico de las dos ecuaciones características de la banda transportadora:

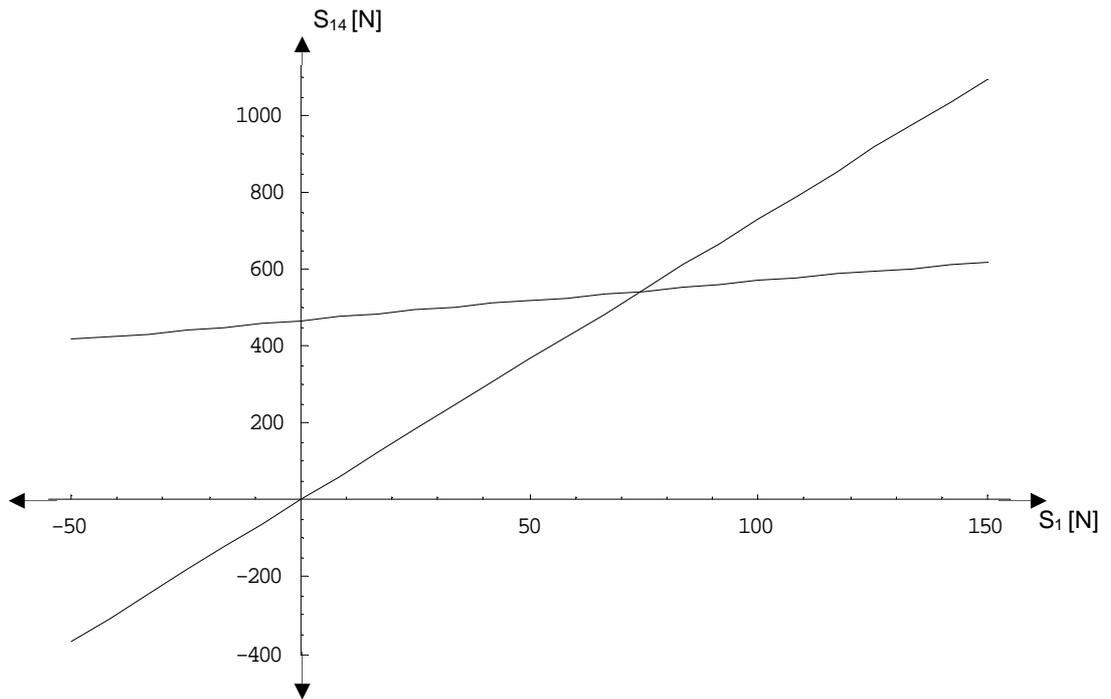


Fig. B.1. Gráfico de las ecuaciones características para la banda de 1000 mm de ancho

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtienen los resultados de las tensiones de la banda, mostrados en la Tabla B.2.

Tabla B.2. Tensiones de la banda transportadora de 1000 mm de ancho.

Símbolo	Magnitud [ N ]
S <sub>1</sub>	74
S <sub>2</sub>	114
S <sub>3</sub>	179
S <sub>4</sub>	182
S <sub>5</sub>	195
S <sub>6</sub>	544

En la Fig. B.2 se muestra el gráfico de las magnitudes de las tensiones en todos los puntos de la banda transportadora.

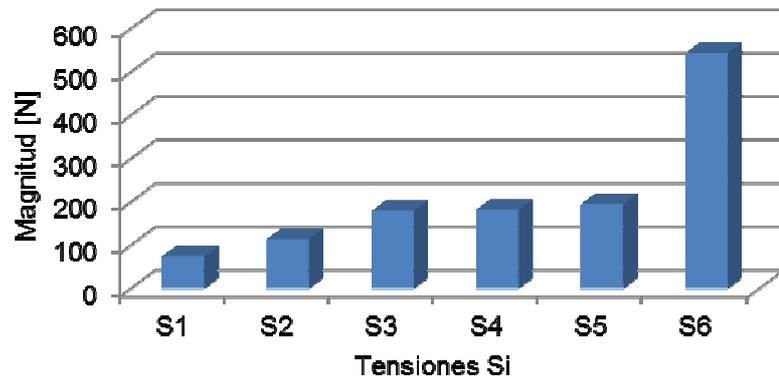


Fig. B.2. Magnitudes [N] de las tensiones  $S_i$  en los puntos de la banda transportadora de 1000 mm de ancho.

### B.3. Potencia del motor.

Esfuerzo de tracción en el tambor motriz:

$$W_0 = (S_6 - S_1) + 0.05(S_6 + S_1)$$

$$W_0 = 984,7N$$

La potencia de accionamiento sobre el tambor motriz:

$$Nm = \frac{W_0 v}{1000 \eta} K_r$$

$$Nm = 0,7kW$$

Dónde:

$\eta=0.9$  (Rendimiento de la transmisión)

$K_r= 1.1$  (Coeficiente de reserva que considera los regímenes de arranque)

## C. CARACTERÍSTICAS DE LOS ELEMENTOS DE LA BANDA TRANSPORTADORA

En este anexo se presenta la hoja de características de los elementos seleccionados para el diseño de la banda transportadora.

### C.1. Rodillos de impacto.

Los rodillos de impacto RUMELCA consiste en un rodillo base de acero, sobre el cual se colocan los anillos de caucho de diseño propio que absorben las tensiones e impacto producido por la caída del material a la banda.

#### C.1.1. Rodillo serie: PSV5, 30F, 194NA, 2508.

Este tipo de rodillo se lo selecciona para la banda de 2200 mm de ancho cuyas características se muestran la Tabla C.1, mientras que las dimensiones del rodillo se presentan en la Tabla C.2.

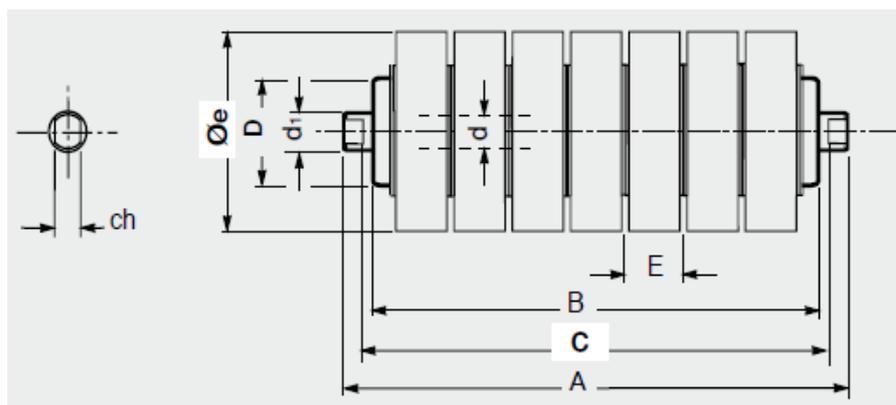


Fig. C.1. Rodillo de impacto de 2200 mm de ancho.

Fuente: (Grupo RUMELCA).

Tabla C.1. Características del rodillo de impacto de 2200 mm de ancho.

Serie	PSV5
Diámetro eje	133 mm
Ejecución Eje	30 mm
$d_1$	30 mm
Diámetro del rodillo	194 mm
Ejecución base tubo	NA
Rodamiento	6306
Ch	22

Fuente: (Grupo RUMELCA).

Tabla C.2. Dimensiones del rodillo de impacto de 2200 mm de ancho.

Banda	Rodillo				
Ancho Mm	Dimensiones mm			Peso kg	Anillos
Configuración 	B	C	A	PSV5	
2200	2500	2508	2532	89,3	E = 50

Fuente: (Grupo RUMELCA).

### C.1.2. Rodillo serie: MPS1, 15F, 108NA, 1158.

Esta serie corresponde al rodillos de impacto RUMELCA para la banda de 1000 mm de ancho, cuyas especificaciones e muestran en la Tabla C.3 y dimensiones en la Tabla C.4.

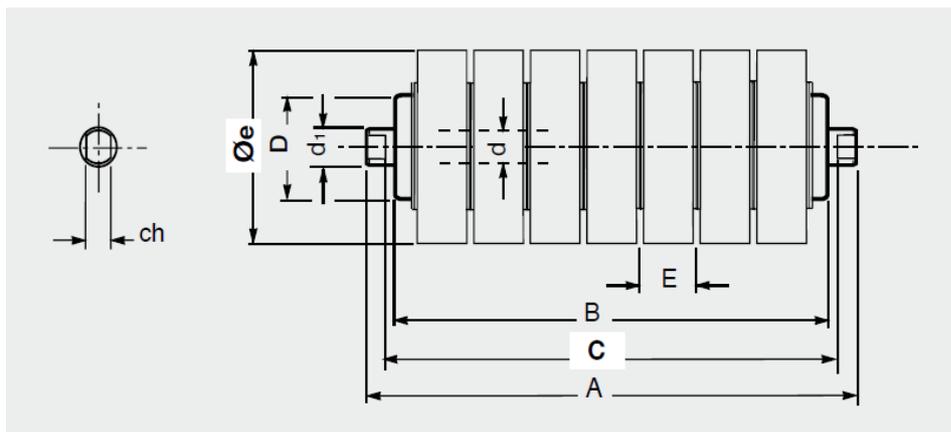


Fig. C.2. Rodillo de impacto de 1000 mm de ancho.

Fuente: (Grupo RUMELCA).

Tabla C.3. Características del rodillo de impacto de 1000 mm de ancho.

Serie	MPS1
Diámetro eje	60 mm
Ejecución Eje	15 mm
d <sub>1</sub>	20
Diámetro del rodillo	108 mm
Ejecución base tubo	N
Rodamiento	6202
Ch	17

Fuente: (Grupo RUMELCA).

Tabla C.4. Dimensiones del rodillo de impacto de 1000 mm de ancho.

Banda	Rodillo				
Ancho Mm	Dimensiones Mm			Peso kg	Anillos
Configuración 	B	C	A	MPS1	E=45
1000	1150	1158	1176	13.8	

Fuente: (Grupo RUMELCA).

## C.2. Rodillos de retorno.

Los rodillos de retorno de RUMELCA con anillos contribuyen a eliminar ciertas impurezas causadas por el material en la banda, para evitar el desgaste de la misma y ciertas irregularidades que pueden adherirse al propio rodillo (Grupo RUMELCA).

### C.2.1. Rodillos serie: PSV4, 30F, 108NL, 2508.

Este tipo de rodillo se lo utiliza para la banda de 2200 mm de ancho, los rodillos son de la forma L. Están provistos de anillos planos colocados en los extremos y de anillos acabados en punta distanciados, en la parte central. Las características se muestran en la Tabla C.5 y las dimensiones en la Tabla C.6 (Grupo RUMELCA).

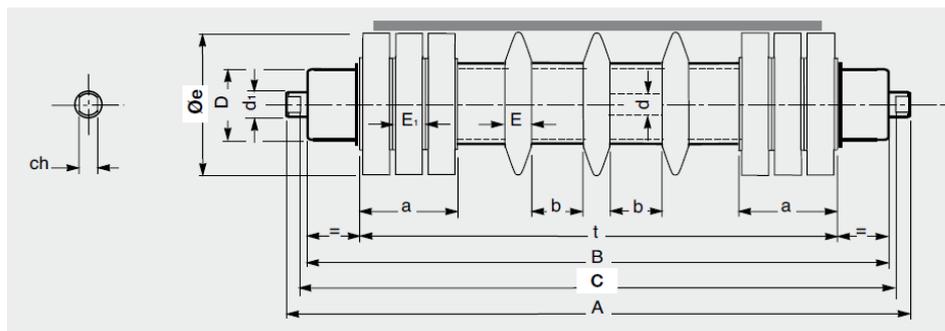


Fig. C.3. Rodillo de retorno de 2200 mm de ancho.

Fuente: (Grupo RUMELCA).

Tabla C.5. Características del rodillo de retorno de 2200 mm de ancho.

Serie	PSV4
Diámetro eje	30 mm
Ejecución Eje	30 mm
d <sub>1</sub>	30 mm
Diámetro del rodillo	108 mm
Ejecución base tubo	NL
Rodamiento	6206
Ch	22

Fuente: (Grupo RUMELCA).

Tabla C.6. Dimensiones del rodillo de retorno de 2200 mm de ancho.

Banda		Rodillo					
Ancho mm		Dimensiones Mm				Peso kg	Anillos nº
Configuración		B	C	A	PSV 4	total	
2200		2500	2508	*	52	20	
Anillos							
A mm	b	T	E	E <sub>1</sub>	Lateral Nº	centro	Lateral
160	115	2241	40	40	4	12	4

Fuente: (Grupo RUMELCA).

### **C.2.2. Rodillo serie: RTL1, 15F, 108NG, 1158.**

Rodillos de retorno para la banda de 1000 mm de ancho de la Forma G, con anillos acabados en punta, distanciados en la parte central, colocados en ambos lados. Para la utilización en cintas transportadoras de capacidad de transporte medio. Las características se muestran en la Tabla C.7 y las dimensiones en la Tabla C.8 (Grupo RUMELCA).

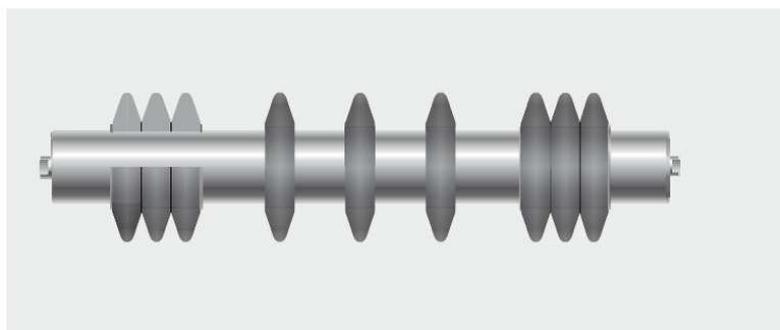


Fig. C.4. Rodillo de retorno de 1000 mm de ancho.

Fuente: (Grupo RUMELCA).

Tabla C.7. Características del rodillo de retorno de 1000 mm de ancho.

Serie	RTL1
Diámetro eje	60 mm
Ejecución Eje	15 mm
$d_1$	20 mm
Diámetro del rodillo	108 mm
Ejecución base tubo	NG
Rodamiento	6202
Ch	17

Fuente: (Grupo RUMELCA).

Tabla C.8. Dimensiones del rodillo de retorno de 1000 mm de ancho.

Banda		Rodillo				
Ancho	Mm	Dimensiones			Peso	Anillos
Configuración		mm			kg	nº
		B	C	A	RTL 1	Total
	1000	1150	1158	1176	7.1	12
Anillos						
a	b	t	E	Lateral	centro	lateral
mm				Nº		
50	115	905	25	3	6	3

Fuente: (Grupo RUMELCA).

### C.3. Tambor motriz.

Los tambores de ROTRANS están fabricados en tubo sin soldadura hasta un diámetro de 500mm, para dimensiones superiores son construidos con chapa curvada y soldada. Las dimensiones del tambor motriz para la banda de 2200 mm de ancho se muestran en la Tabla C.9, mientras que para la banda de 1000 mm se muestra en la Tabla C.10.

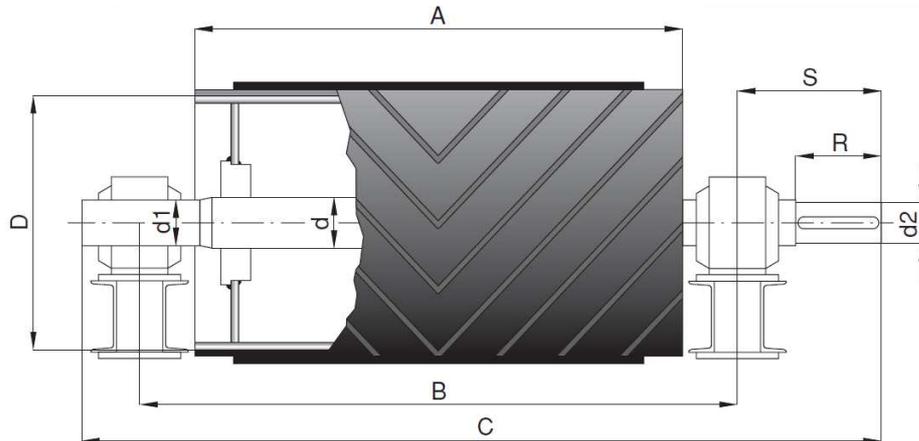


Fig. C.5. Tambor motriz de 1000 mm de ancho.

Fuente: (ROTRANS S.A.).

Tabla C.9. Dimensiones del tambor motriz de 2200 mm de ancho.

D	A	B	C	D	d1	d2	S	R	SOPORTE
630/800	2200	2495	2980	150	125	120	358	230	SNL-528

Fuente: (ROTRANS S.A.).

1 Tambor Motriz  $\varnothing$  630 x 2200 de diámetro, eje  $\varnothing$  150/125/120 con soportes SNL -528 engomado en 12mm., con anillos de presión tollok, equilibrado. Peso 9.560 kg.

Tabla C.10. Dimensiones del tambor motriz de 1150mm de ancho.

D	A	B	C	D	d1	d2	S	R	SOPORTE
630	1150	1445	1930	150	125	120	357,5	230	SNL-3144

Fuente: (ROTRANS S.A.).

1 Tambor Motriz  $\varnothing$  630 x 11500, eje  $\varnothing$  150/125/120 con soportes SNL 3144 engomado en 12mm., con anillos de presión tollok, equilibrado.

#### C.4. Contra tambor.

Los Contra tambores de ROTRANS para la banda de 2200 mm de ancho se muestran en la Tabla C.11, mientras que para la banda de 1000 mm se muestra en la Tabla C.12.

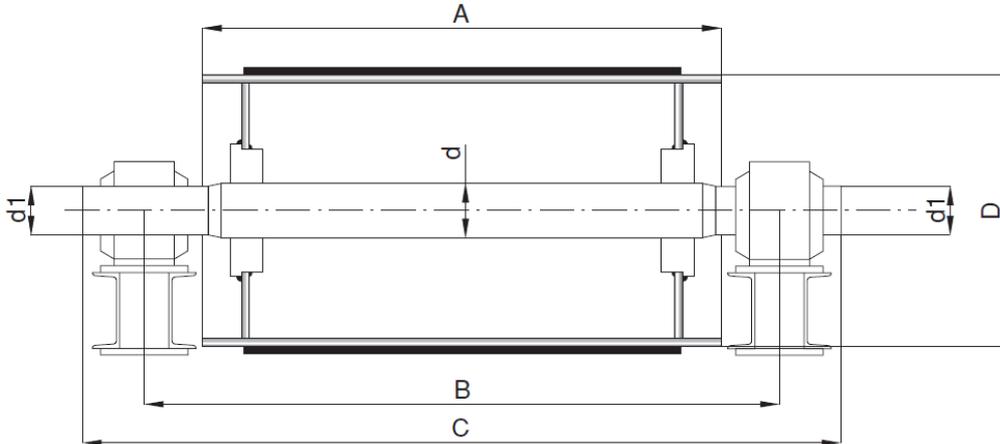


Fig. C.6. Contra tambor de 2200 mm de ancho.

Fuente: (ROTRANS S.A.).

Tabla C.11. Dimensiones del contra tambor de 2200 mm de ancho.

D	A	B	C	d	d1	SOPORTE
505	2200	2495	2750	150	125	SNL-528

Fuente: (ROTRANS S.A.).

1 Tambor Reenvió  $\varnothing$  505 x 2200 eje  $\varnothing$  150/125 con soportes SNL-528 sin engomar, con anillos de presión tollok, equilibrado. Peso 960 kg.

Tabla C.12. Dimensiones del contra tambor de 1150 mm de ancho.

D	A	B	C	d	d1	SOPORTE
505	1150	1425	1660	130	110	SNL-524

Fuente: (ROTRANS S.A.).

1 Tambor Reenvió  $\varnothing$  505 x 1150 eje  $\varnothing$  130/110 con soportes SNL 524 sin engomar, con anillos de presión Tollok, equilibrado.

## D. CARACTERÍSTICAS DE LOS EQUIPOS DEL SISTEMA NEUMÁTICO

En este anexo se muestran las características técnicas de cada uno de los elementos que forman el sistema neumático.

### D.1. Cilindro neumático de doble efecto



Fig. D.1. Cilindro normalizado FESTO serie DNC-32- 1000-PPV.

Fuente: (FESTO).

Tabla D.1. Hoja de datos del cilindro normalizado.

Características	Propiedades
Carrera	2 ... 2.000 mm
Diámetro del émbolo	32 mm
Rosca del vástago	M10x1,25
Amortiguación	PPV: Amortiguación neumática regulable a ambos lados
Posición de montaje	Indistinto
Corresponde a la norma	ISO 15552 (hasta ahora también VDMA 24652, ISO 6431, NF E49 003.1, UNI 10290)
Extremo del vástago	Rosca exterior
Construcción	Émbolo Vástago Tubo perfilado
Detección de la posición	Sin
Variantes	vástago simple
Presión de funcionamiento	0,6 ... 12 bar
Forma de funcionamiento	De efecto doble
Fluido	Aire comprimido según ISO8573-1:2010 [7:4:4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento	Opción de funcionamiento con lubricación

y de mando	(necesaria en otro modo de funcionamiento)
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura ambiente	-20 ... 80 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Energía del impacto en las posiciones finales	0,1 J
Carrera de amortiguación	20 mm
Fuerza teórica con 6 bar, retroceso	415 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	483 N
Masa móvil con carrera de 0 mm	162 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	30 g
Peso básico con carrera de 0 mm	517 g
Masa adicional por 10 mm de carrera	9 g
Tipo de fijación	con rosca interior con accesorios
Conexión neumática	G1/8
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material de la tapa	Fundición inyectada de aluminio recubierto
Información sobre el material de las juntas	TPE-U(PU)
Información sobre el material del vástago	Acero de aleación fina
Información sobre el material de la camisa del cilindro	Aleación forjable de aluminio Anodizado deslizante

Fuente: (FESTO).

## D.2. Válvula de estrangulación y retención.

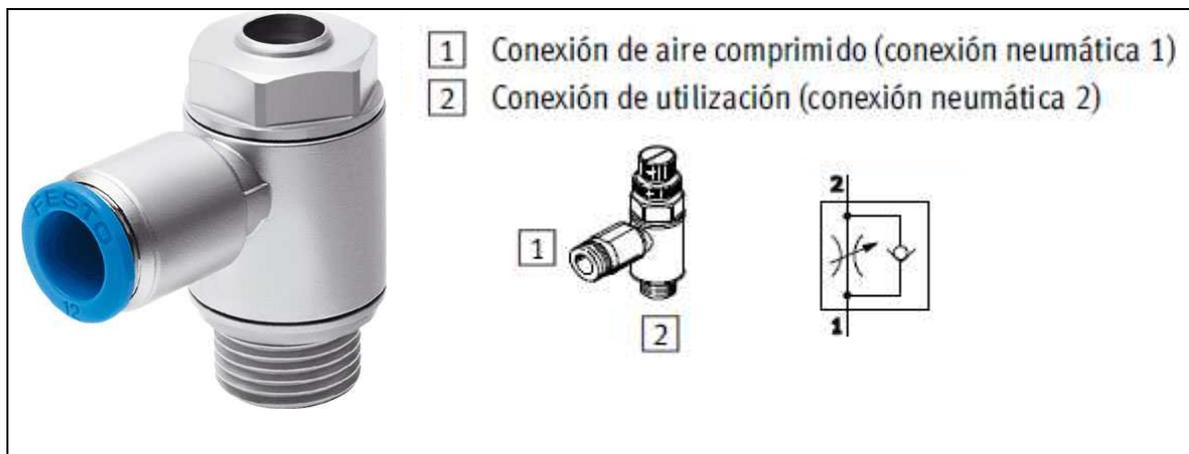


Fig. D.2. Válvula reguladora de caudal, antirretorno del escape.

Fuente: (FESTO).

Tabla D.2. Características técnicas de la válvula de estrangulación FESTO serie GRLA-1/8-QS-6-D.

Características	Propiedades
Función de las válvulas	Válvula reguladora de caudal, antirretorno del escape
Conexión neumática 1	QS-6
Conexión neumática 2	G1/8
Elemento de ajuste	Tornillo con cabeza ranurada
Tipo de fijación	Atornillable
Caudal nominal normal en el sentido de la estrangulación	185 l/min
Caudal nominal normal en el sentido del antirretorno	160 ... 240 l/min
Presión de funcionamiento	0,2 ... 10 bar
Temperatura ambiente	-10 ... 60 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Posición de montaje	Indistinto
Caudal estándar en sentido de regulación del flujo: 6 -> 0 bar	370 l/min
Caudal estándar en sentido de bloqueo: 6 -> 0 bar	330 ... 390 l/min
Fluido	Aire comprimido según ISO8573-1:2010 [7:4:4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Temperatura del medio	-10 ... 60 °C
Par de apriete máximo	5 Nm
Peso del producto	22 g
Información sobre el material de la chaveta atornillable	Aleación forjable de aluminio
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material de las juntas	NBR
Datos sobre el material del anillo de liberación	POM
Datos sobre el material del tornillo de regulación	Latón
Datos sobre el material de la junta basculante	Fundición inyectada de cinc cromado

Fuente: (FESTO).

### D.3. Electroválvula.



Fig. D.3. Electroválvula FESTO serie CPE14-M1BH-5J-1/8.

Fuente: (FESTO).

Tabla D.3. Características técnicas de la electroválvula FESTO serie CPE14-M1BH-5J-1/8

Características	Propiedades
Función de las válvulas	5/2 biestable
Tipo de accionamiento	Eléctrico
Ancho	14 mm
Caudal nominal normal	800 l/min
Presión de funcionamiento	2 ... 8 bar
Construcción	Corredera
Tipo de protección	IP65 con conector tipo zócalo según IEC 60529
Homologación	Germanischer Lloyd c UL us - Recognized (OL)
Diámetro nominal	6 mm
Función de escape	Estrangulable
Principio de hermetización	Blando
Posición de montaje	indistinto
Accionamiento manual auxiliar	con accesorios enclavables mediante pulsador
Tipo de control	pre pilotado
Alimentación del aire de control	Interno
Sentido del flujo	reversible
identificación de la posición de válvula	soporte del apantallamiento
Cambio del tiempo de conmutación	13 ms

Duración de la conexión	100% con reducción de la corriente de mantenimiento
Valores característicos de las bobinas	24V DC: 1,28W
Fluctuación de tensión permisible	-15 % / +10 %
Fluido	Aire comprimido según ISO8573-1:2010 [7:4:4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura del medio	-5 ... 50 °C
Temperatura ambiente	-5 ... 50 °C
Peso del producto	115 g
Conexión eléctrica	2 contactos
Tipo de fijación	con taladro pasante
Conexión del aire de escape de pilotaje 82	M3
Conexión del aire de escape de pilotaje 84	M3
Conexión del aire de pilotaje 12	M3
Conexión del aire de pilotaje 14	M3
Conexión neumática 1	G1/8
Conexión neumática 2	G1/8
Conexión neumática 3	G1/8
Conexión neumática 4	G1/8
Conexión neumática 5	G1/8
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material de las juntas	NBR
Información sobre el material del cuerpo	Fundición inyectada de aluminio

Fuente: (FESTO).

#### D.4. Amortiguador.



Fig. D.4. Amortiguador YSR 8-8-C.

Fuente: (FESTO).

Tabla D.4. Características técnicas del amortiguador YSR-8-8-C.

Características	Propiedades
Tamaño	8
Carrera	8 mm
Amortiguación	autorregulable
Posición de montaje	indistinto
Detección de la posición	Sin
Velocidad máxima del impacto	3 m/s
Tiempo de recuperación corto	0,2 s
Tiempo de recuperación largo	1 s
Forma de funcionamiento	de simple efecto compresión
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura ambiente	-10 ... 80 °C
Carrera de amortiguación	8 mm
Fuerza máxima del impacto	500 N
Consumo máximo de energía por carrera	3 J
Consumo máximo de energía por hora	18.000 J
Energía residual máxima	0,02 J
Fuerza de reposición	2,5 N
Peso del producto	32 g
Tipo de fijación	con contratuerca
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE Conforme con RoHS
Información sobre el material de las juntas	NBR
Información sobre el material del cuerpo	Acero de aleación fina

Información sobre el material del vástago	Acero de aleación fina
---	------------------------

Fuente: (FESTO).

## D.5. Compresor.



Fig. D.5. Compresor de tornillo BOGE CF25.

Fuente: (BOGE).

Tabla D.5. Características técnicas compresor de tornillo BOGE tipo CF25.

BOGE TIPO	Presión máx.		Cantidad efectiva del suministro 60Hz		Potencia del motor		Medidas	Peso aproximado
	bar	Psi	m <sup>3</sup> /min	Cfm	kW	CV	mm	kg
CF25	10	150	0,68-2,71	24-95	18,5	25	772x1056x1735	509

Fuente: (BOGE).

## D.6. ACCESORIOS.

Los materiales presentados y detallados a continuación son todos los accesorios recomendados y utilizados en el simulador de FESTO. En la Tabla D.6 se muestran los diferentes tipos de tubos flexibles que proveen FESTO y sus aplicaciones.

Tabla D.6. Cuadro general de aplicaciones de tubos flexibles y racores.

Aplicaciones	Tubo flexible	Racor	Descripción
Solución ventajosa	PEN	QS-B	Combinación de uso universal. Utilización y gran resistencia. Instalación sencilla, fácil reposición
	PEN	NPQM	Precio atractivo: la solución universal para el sector de los

			racores metálicos. Ideal para aplicaciones neumáticas estándar en diversos sectores industriales.
Numerosas variantes	PUN	QS	Más de 1000 tipos para máxima versatilidad en aplicaciones estándar.
Resistente a la hidrólisis	PUN-H	QS	Para aplicaciones en ambientes húmedos o en contacto con agua, a temperaturas de hasta 60°C. PUN-H-resistentes a microbios, gracias a material sintético modificado.
A prueba de presión	PAN	QS	Conexiones fiables con presión de hasta 14bar.
	PAN-R	QS-F	Combinación de alto rendimiento para aplicaciones con presiones de hasta 16bar: por ejemplo, aplicaciones con intensificador de presión DPA.
Resistente a altas temperaturas	PEAN	QSF	Para la alimentación fiable de presión en zonas de alta temperatura. Máxima fiabilidad de los procesos, ya sea con 10bar y 80°C, o con 6 bar y 150°C.
Antiestático	PUN-CM	NPQM	Tubo flexible conductor en combinación con un racor metálico.
Apto para alimentos	PUN-H	QS-F	Con certificación FDA para la industria alimentaria: combinación resistente a la hidrólisis, para mayor funcionalidad.

Fuente: (FESTO).

#### **D.6.1. Tubo flexible.**

- Material: Poliamida
- Diámetro exterior del racor rápido roscado
- Revestimiento de PVC, ignifugo según UL 94 V0
- Unidad de embalaje: 50 m



Fig. D.6. Tubo flexible PAN-V0-6x1-BL.

Fuente: (FESTO).

Tabla D.7. Características técnicas del tubo flexible PAN-V0-6x1-BL.

Características	Propiedades
Diámetro exterior	8 mm
Diámetro exterior del racor rápido roscado	6 mm
Radio de flexión relevante para el caudal	30 mm
Radio máximo de curvatura	13 mm
Presión de funcionamiento en función de la temperatura	-0,95 ... 12 bar
Fluido	Aire comprimido según ISO8573-1:2010 [7:-:-] Agua Aceite mineral
Clase de protección contra incendios según UL94	V0
Temperatura ambiente	-30 ... 90 °C
Peso del producto según la longitud	0,049 kg/m
Color	Azul
Dureza Shore	A 72 +/-4 D 57 +/-3
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material del tubo flexible	PA PVC

Fuente: (FESTO).

### D.6.2. Racor.



Fig. D.7. Racor rápido roscado QS-1/8-6.

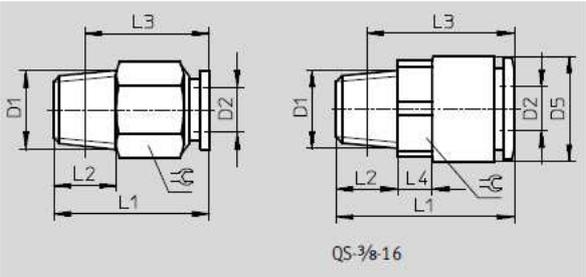
Fuente: (FESTO).

Cantidad por unidad de embalaje 10

Nº de artículo: 153002

Tabla D.8. Dimensiones del racor QS-1/8-6.

Conexión D1	Diámetro nominal [mm]	Para tubo de diámetro exterior D2	D5	L1	L2	L3	L4
R1/8	4	6	-	22,5	8	18,5	-

Fuente: (FESTO).

Tabla D.9. Características técnicas del racor QS-1/8-6.

Características	Propiedades
Tamaño	Estándar
Diámetro nominal	4 mm
Tipo de junta del eje atornillable	Recubrimiento
Posición de montaje	indistinto
Tamaño del depósito	10
Construcción	Principio de empuje y tracción
Presión de funcionamiento en función de la temperatura	-0,95 ... 14 bar
Fluido	Aire comprimido según ISO8573-1:2010 [7:-:-]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación
Clase de resistencia a la corrosión KBK	1
Temperatura ambiente	-10 ... 80 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Par de apriete máximo	7 Nm
Peso del producto	9 g
Conexión neumática	Rosca exterior R1/8 para diámetro exterior del tubo flexible de 6 m
Color del anillo extractor	azul
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material del cuerpo	latón

	níquelado
Datos sobre el material del anillo de liberación	POM
Información sobre el material de la junta del tubo flexible	NBR
Datos sobre el material del segmento de sujeción del tubo flexible	Acero inoxidable de aleación fina

Fuente: (FESTO).

Para la conexión entre la fuente de alimentación y la válvula se selecciona el tubo flexible de la serie PUN-6x1-BL.

### D.6.3. Tubo flexible.

Material: Poliuretano

Unidades embaladas: 50 m



Fig. D.8. Tubo flexible PUN-6x1-BL.

Fuente: (FESTO).

Tabla D.10. Características técnicas del tubo flexible PUN-6x1-BL.

Características	Propiedades
Diámetro exterior	6 mm
Radio de flexión relevante para el caudal	26,5 mm
Diámetro interior	4 mm
Radio máximo de curvatura	16 mm
Presión de funcionamiento en función de la temperatura	-0,95 ... 10 bar
Fluido	Aire comprimido según ISO8573-1:2010 [7:-:-]
Temperatura ambiente	-35 ... 60 °C
Homologación	TÜV

Peso del producto según la longitud	0,0192 kg/m
Color	azul
Dureza Shore	D 52 +/-3
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE Conforme con RoHS
Información sobre el material del tubo flexible	TPE-U(PU)

Fuente: (FESTO).

#### D.6.4. Racor rápido.



Fig. D.9. Racor rápido CK1/8-PK-4.

Fuente: (FESTO).

Tabla D.11. Características técnicas del racor rápido CK1/8-PK-4.

Características	Propiedades
Diámetro nominal	2,9 mm
Tipo de junta del eje atornillable	Junta
Posición de montaje	indistinto
Fluido	Aire comprimido según ISO8573-1:2010 [7:-:-]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura ambiente	-10 ... 60 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Conexión neumática	G1/8 PK-4 con tuerca
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material del cuerpo	Aluminio

Fuente: (FESTO).

## **E. DIAGRAMA DE CONEXIONES**

# Diseño del proceso tecnológico para clasificación automática de contenedores de RSM.

Katherine Remache<sup>#1</sup>, Carlos Calderón<sup>#2</sup>

<sup>#1</sup>Profesionales en formación de la titulación de Electrónica y Telecomunicaciones, Universidad Técnica Particular de Loja

<sup>#2</sup>Infraestructura de TI, Universidad Técnica Particular de Loja

Loja, Ecuador

[<sup>#1</sup>kiremache@utpl.edu.ec](mailto:kiremache@utpl.edu.ec), [<sup>#2</sup>cacalderon@utpl.edu.ec](mailto:cacalderon@utpl.edu.ec)

**Resumen**—El presente proyecto propone un nuevo sistema de clasificación de Residuos Sólidos Municipales (RSM) para la ciudad de Loja, el cual se compone de dos etapas: la primera trata de la clasificación desde el hogar, mediante la separación de materiales por bolsas de diferente color, y la segunda etapa consta del diseño del sistema automático de reconocimiento y clasificación de los RSM en la planta de reciclaje, basado en la identificación de color.

En la planta de reciclaje, se encuentran estaciones de clasificación para la separación automática de las bolsas, capaces de detectar y clasificar una bolsa a la vez.

**Palabras claves**—residuos sólidos municipales, sistemas ópticos de clasificación, banda transportadora, cilindro neumático, sensor fotoeléctrico.

## I. INTRODUCCIÓN

En la ciudad de Loja, desde 1996 se está ejecutando el Programa de Gerencia Integral de Desechos Sólidos (GIDS) [1], este proyecto comprende: la construcción y mejoramiento del relleno sanitario, la valoración de los desechos reciclables y biodegradables, y el tratamiento separado de los desechos biopeligrosos [2].

El plan de clasificación domiciliaria, de acuerdo al programa mencionado, se basa en la utilización de dos contenedores; uno de color verde para desechos orgánicos y otro de color negro para desechos inorgánicos con una capacidad de 55 litros, distribuidos por el Municipio y pagados por el ciudadano [2].

Para la recuperación de los materiales se ha construido una planta de reciclaje en el sitio del relleno sanitario, diseñada para funcionar con 80 personas y equipada con una criba tambor para la eliminación mecánica de la fracción fina de los desechos no biodegradables, una banda transportadora para la separación manual de los desechos reciclables, una prensa hidráulica para compactar papel, una lavadora-trituradora de vidrio y una balanza [2]. Sin embargo actualmente se encuentra en funcionamiento con tan solo 20 trabajadores para la separación manual de los desechos reciclables en la banda transportadora, llegándose a recuperar el 15 % de los residuos no biodegradables y el 13 % de los residuos biodegradables [3].

A pesar de los resultados, los porcentajes de reciclaje de materiales son muy bajos, no llegando a ser ni el 50 % de reciclaje de los residuos, esto supone un grande problema para la ciudad. Debido a esto se propone un sistema de clasificación automatizada de residuos sólidos con la integración de nuevas tecnologías.

El sistema de clasificación se basará en el método usado por el grupo ENVAC AB OPTIBAG [4], principal proveedor a nivel mundial de sistemas de clasificación óptica totalmente automatizada; desarrollada en Suecia en 1989, funcionando actualmente en 16 ciudades de Escandinava y Francia. Esta técnica se basa en una serie de patentes propias que permiten la identificación y separación de las bolsas de plástico teniendo en cuenta su color [5].

Las ventajas que se obtienen de este sistema son: facilidad de añadir o cambiar el número de estaciones de clasificación en el futuro, mejora en la clasificación y reciclado en la planta de tratamiento de residuos, fácil reciclado de residuos desde el origen., reduce la cantidad de residuos mezclados, menor trabajo de limpieza de los contenedores y trabajos de mantenimiento, uso eficiente del volumen de contenedores, el uso de un solo contenedor para todos los tipos de residuos, reducción del uso de camiones de basura, pues ya no es necesaria la utilización de varios camiones de recogida para cada tipo de material y la reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub>, reutilización de las bolsas [4].

## II. PROCESO TECNOLÓGICO

Como ya se había mencionado anteriormente el proceso de clasificación de los residuos para la ciudad de Loja, se basará en la invención del grupo ENVAC AB OPTIBAG [4] y a la Patente Europea AB ES 2 144 127 T3 [6].

Este proceso se compone de dos etapas:

- La clasificación domiciliaria
- La clasificación final en la planta de reciclaje

En la primera etapa la clasificación lo realizará cada ciudadano, separando los residuos en bolsas de diferente color, de acuerdo al tipo de material. En la segunda etapa se automatiza el sistema de clasificación de las bolsas en la planta de reciclaje de la Ciudad.

### A. Clasificación domiciliaria

La clasificación domiciliaria, se la realizará mediante la separación de 5 tipos de materiales, colocadas en bolsas de diferentes colores, descritas a continuación [4]:

- Los residuos de alimentos se coloca en bolsas verdes.
- El plástico en bolsas de color azul.

- Cartón ligero y de bebidas se colocan en una bolsa de color naranja.
- Los residuos de papel se coloca en bolsas pequeñas de color rojo y el cartón corrugado en bolsas grandes de color rojo, marcado con el nombre de “cartón corrugado”.
- La basura o material no reciclable, como por ejemplo aquellos residuos del baño, se colocan en bolsas de color blanco, o en bolsas de diferente color a las descritas anteriormente.

Se recomienda el uso de bolsas de polietileno, de mayor resistencia al impacto, y elongación para evitar que estas se desgarren al ser descargadas por los camiones recolectores en la banda transportadora.

### B. Clasificación final en la planta de reciclaje

Una vez realizada la clasificación domiciliaria, la basura es transportada a la planta de reciclaje del Municipio de la Ciudad, en donde se plantea la implementación de un sistema automático de clasificación de RSM, en la Fig. 1 se muestra el diagrama de bloques del sistema automático para la clasificación de las bolsas.

El sistema de control automático consta de los siguientes elementos:

- Banda transportadora.

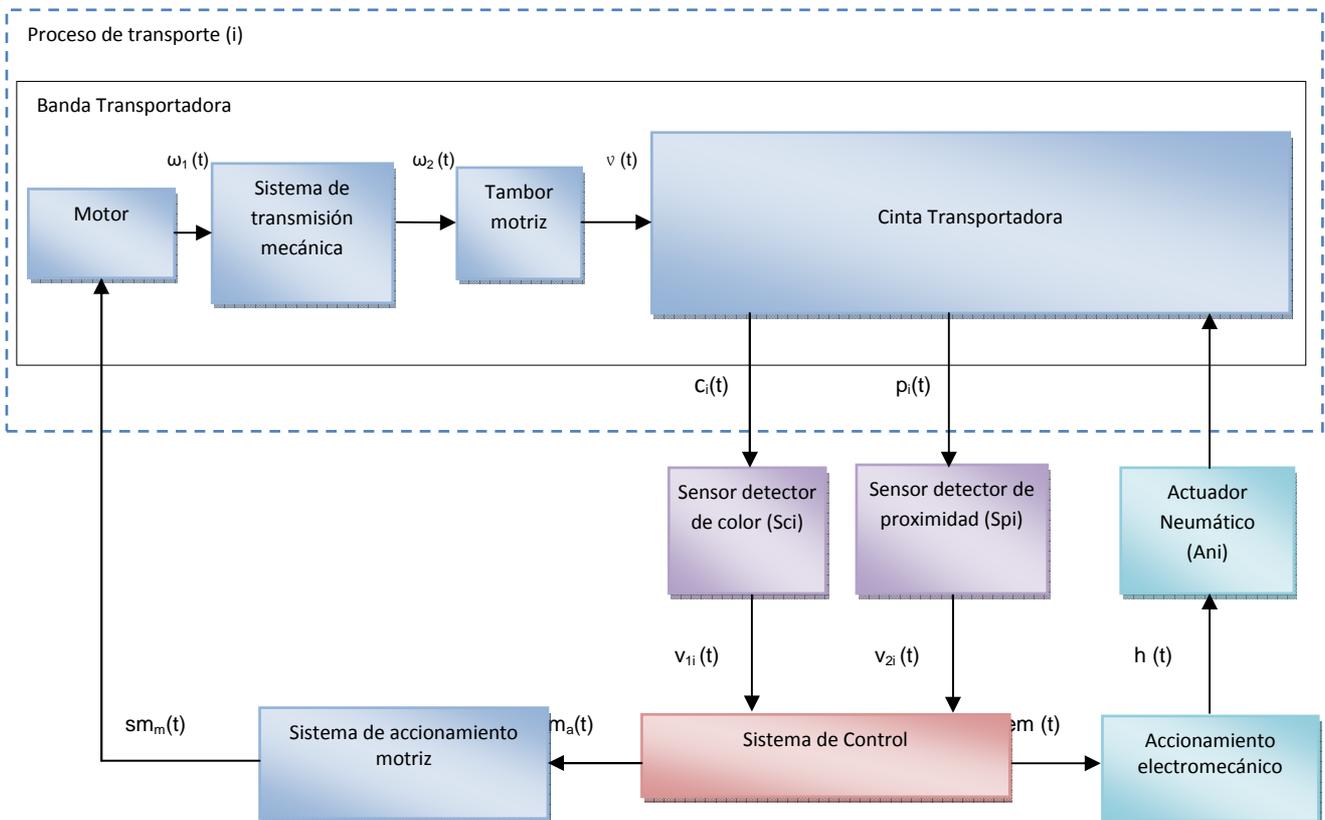


Fig.1. Diagrama de bloques del sistema automático de clasificación de RSM.

- Sensores para la detección de color y detección de presencia de las bolsas.
- Sistema de control del proceso.
- Actuadores neumáticos para clasificar las bolsas.
- Sistema de accionamiento del sistema motriz.

1) *Variables del proceso:* Al analizar el sistema, se describen las variables en la Tabla 1.

Tabla 1. Variables del proceso.

Variable	Símbolo
Velocidad angular del motor	$\omega_1(t)$
Velocidad angular del sistema de transmisión	$\omega_2(t)$
Velocidad lineal de la banda	$v(t)$
Color de la bolsa de basura	$c_i(t)$
Ubicación de la bolsa de basura, en la estación	$p_i(t)$
Voltaje de salida del sensor detector de color	$v_{1i}(t)$
Voltaje de salida del sensor detector de proximidad	$v_{2i}(t)$
Señal de entrada al sistema de accionamiento motriz	$sm_a(t)$
Señal de activación o parada del motor	$sm_m(t)$
Señal de entrada al sistema de accionamiento electromecánico	$sem(t)$
Señal de activación del actuador neumático	$h(t)$

1) *Diagrama de Flujo:* El diagrama de flujo representa el algoritmo básico para el sistema automático de clasificación óptico, esta se la puede visualizar en la Fig. 2.

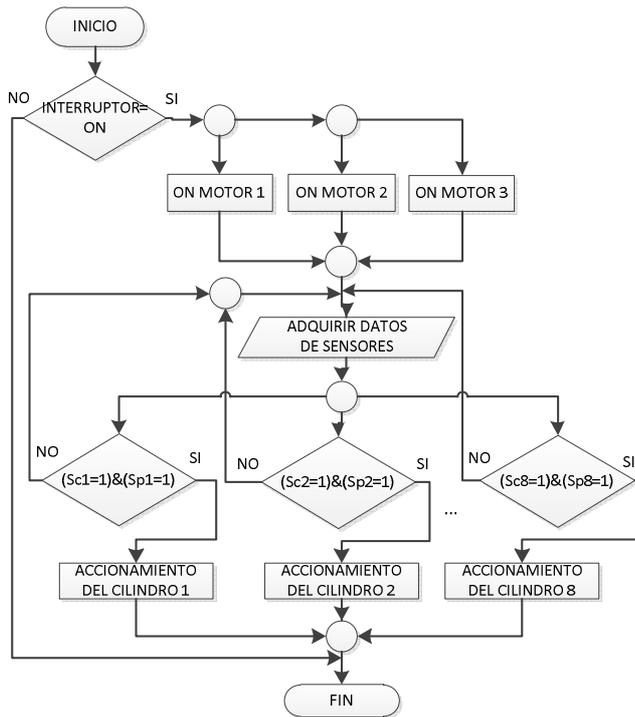


Fig. 2. Diagrama de flujo del proceso.

2) *Descripción del proceso:* Una vez que se tenga una correcta separación domiciliaria de los materiales, todas las bolsas se colocan en un solo contenedor y se recogerán en días y horarios predeterminados, trasladándolos hacia la planta de clasificación.

Las bolsas recogidas se descargarán en una banda transportadora de 2200 mm de ancho, que a su vez dividirá la producción en dos bandas transportadoras, cada una de 1000 mm de ancho; en este trayecto las bolsas se ordenarán de tal manera que se colocan una tras otra, hasta conducir las a las estaciones de clasificación, donde serán clasificadas dependiendo del color de las bolsas, cada estación será capaz de detectar un solo color a la vez. Refiérase a la Fig. 3.

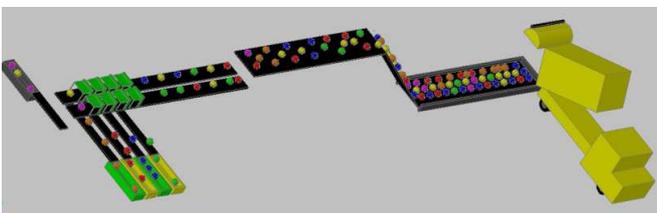


Fig. 3. Esquema isométrico del sistema automático de clasificación de RSM.

Puesto que se clasificarán cinco tipos de materiales, el diseño comprende el uso de cuatro estaciones de clasificación; para aquellas bolsas del color blanco, negro o de cualquier otro color no especificadas anteriormente, no es necesaria la utilización de una estación, estas se pueden trasladar hacia el final de la banda para su recogida y

posterior traslado hacia el relleno sanitario. Refiérase a la Fig. 4.

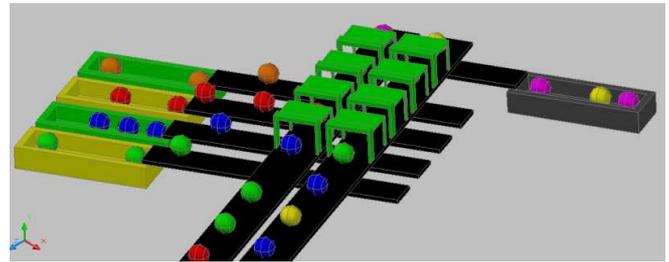


Fig. 4. Esquema isométrico de las estaciones de clasificación.

Durante el traslado de las bolsas en la banda transportadora hacia la estación de clasificación, los sensores monitorearán el color y presencia de las mismas. Si el color de la bolsa corresponde al de la estación y se encuentra en la posición adecuada se accionará el cilindro neumático para su correcta clasificación. La disposición de equipamiento se lo ejemplifica en la Fig. 5 y Fig. 6.

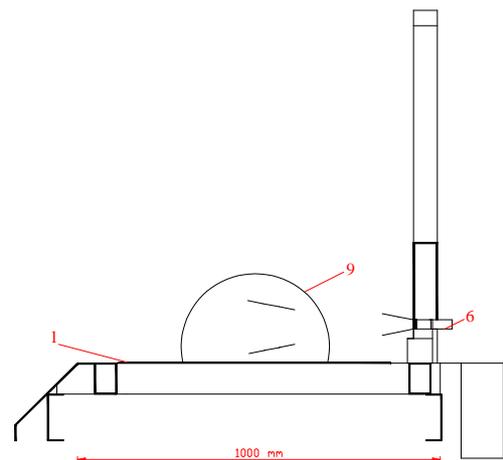


Fig. 5. Vista lateral de la ubicación de los sensores en la banda transportadora [6].

Cada una de las dos bandas de 1000 mm de ancho<sup>(1)</sup>, contienen cuatro estaciones de clasificación<sup>(2, 3, 4 y 5)</sup>, en estas estaciones se emplean dos sensores: uno de ellos para la detección de color<sup>(6)</sup> y otro para la detección de posición<sup>(7)</sup>; una vez que el dispositivo controlador haya recibido una señal de activación de los dos sensores, accionará el cilindro neumático de doble efecto<sup>(8)</sup>, para retirar la bolsa<sup>(9)</sup> hacia las bandas transportadoras de nivel inferior, de 1000 mm de ancho, que a su vez serán trasladadas hacia el contenedor correspondiente [6]. Refiérase a la Fig. 6.

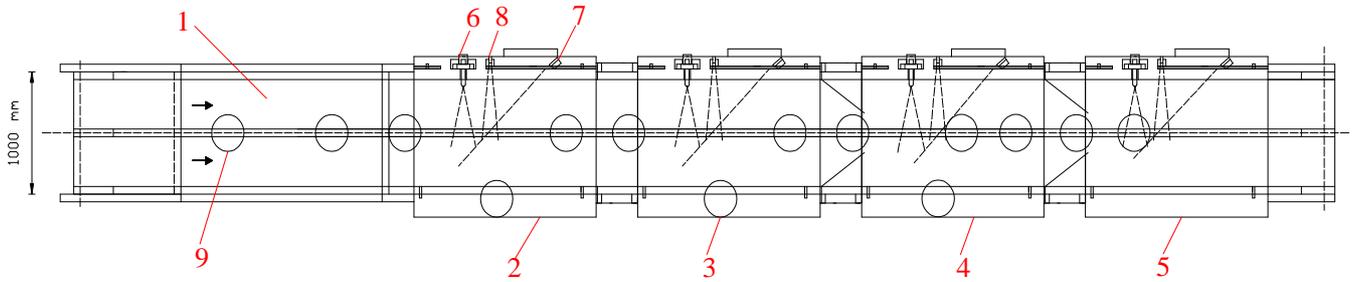


Fig. 6. Vista superior de la ubicación de los sensores en la banda transportadora [6].

### III. ELEMENTOS DEL SISTEMA DE CONTROL

#### A. Sistema mecánico

El sistema mecánico comprende el diseño del transportador de acuerdo a los requerimientos del sistema. Se considera que es uno de los elementos de importancia del sistema automático, pues la suspensión del funcionamiento de este elemento, causado por un mal dimensionamiento, puede provocar la detención de todo el sistema.

Existen varios tipos de transportadores, pero el más adecuado para esta aplicación es la banda transportadora; cuya función es la de trasladar de forma continua materiales que se colocan en su parte superior.

1) *Banda transportadora:* Los elementos que conforman la banda transportadora son [7]:

- Cabezal motriz
- Cabezal de retorno
- Rodillos superiores
- Rodillos inferiores
- Cinta transportadora
- Bastidor de soporte
- Zona de transferencia del material

2) *Criterios de diseño:* Entre los factores que influyen para el correcto dimensionamiento de la banda transportadora son: las características del material a transportar, capacidad requerida, velocidad de la banda, y el perfil de la banda transportadora.

a) *Características del material:* El material que se va a transportar es uno de los parámetros importantes para el diseño de una banda transportadora, entre ellos tenemos: peso específico del material ( $\gamma$ ), abrasividad, ángulo de talud o reposo ( $\alpha$ ), ángulo de sobrecarga ( $\sigma$ ) y el tamaño del material. Cada uno de estos parámetros se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2. Características del material [8]-[9]-[10].

Parámetros	Magnitud
Peso específico ( $\gamma$ )	361 kg/m <sup>3</sup>
Abrasividad	No abrasivo
Peso	7,9 kg
Ángulo de talud( $\alpha$ )	35°
Ángulo de sobrecarga( $\sigma$ )	20°
Díámetro del material	400 mm

b) *Capacidad requerida:* La capacidad requerida se refiere a la capacidad que la banda deberá ser capaz de abastecer, en base a la generación total diaria de residuos que se producen en la Ciudad (CRS) [8]. En la ecuación (1) se muestra la relación para determinar la generación total diaria de residuos, expresada en toneladas/día.

$$CRS = PPC * P_o \quad (1)$$

Donde PPC es la producción per-cápita y  $P_o$  es la población de la localidad.

La Producción per-cápita (PPC) para la ciudad de Loja es de 0,59 kg/hab/día para el área urbana [3], mientras que en base a proyecciones poblacionales del Instituto Nacional de estadísticas y Censos (INEC), para el año 2018, se estableció una población de 511.184 habitantes. De acuerdo a esto y en base a (1) se establece que la generación total diaria de residuos sólidos urbanos para la ciudad de Loja es de 301,6 ton/día, por lo tanto la capacidad de la banda deberá ser tal que pueda abastecer esta producción.

c) *Velocidad de la banda:* El transportador deberá ser capaz de cumplir 301,6 toneladas en 8 horas, equivalente a 37,7 toneladas en una hora de trabajo, o lo que es también una tonelada cada 95,5 segundos. De acuerdo a los requerimientos de diseño la longitud de la banda será de 30 m, en 95,5 segundos la banda deberá efectuar una revolución, es decir que deberá de recorrer el doble de la distancia, equivalente a una longitud de 60 m, conforme a la fórmula de velocidad, se obtiene una velocidad de 0,6 m/s o lo que es lo mismo a 60 cm/s [11]-[17].

d) *Perfil de la banda:* Se define la trayectoria de la banda desde el punto de carga (cabezal motriz) hacia la descarga del material (cabezal retorno). El sistema consta de 7 bandas: la primera banda de un ancho de 2200 mm, será la que recibirá toda la producción del material y la transportará hacia dos bandas de 1000 mm de ancho que contendrán las estaciones de clasificación, que dirigirán las bolsas hacia cuatro bandas de nivel inferior de 1000 mm de ancho, que transportarán las bolsas hacia su contenedor correspondiente.

El perfil de la banda se muestra en la Fig. 7, mientras que en la Tabla 3 se describen sus longitudes y alturas.

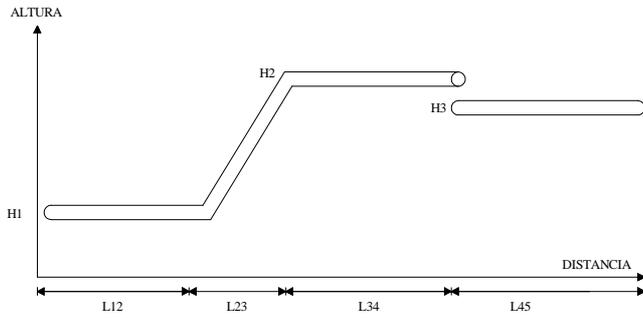


Fig. 7. Perfil de la banda transportadora.

Tabla 3. Alturas (Hi) y longitudes (Li) del perfil de la banda transportadora.

Símbolo	Unidades
H1	5 m
H2	11 m
H3	10 m
L12	11 m
L23	7 m
L34	12 m
L45	30

3) *Parámetros de cálculo de la banda:* Los parámetros de cálculo, necesarios para seleccionar los elementos de la banda transportadora son: ancho de la banda, ángulo de inclinación, capacidad máxima de transporte, tensión de la banda y potencia del motor.

a) *Ancho de banda:* El ancho de banda se la determina en función de la cantidad de material a transportar, es así que para la transportación de cuerpos sólidos, el ancho de banda se selecciona según las dimensiones de la carga o el material, de acuerdo a(2) [14].

$$B_R \geq 2 * d_{MAX} + 200 \quad (2)$$

Donde  $d_{MAX}$  es el diámetro máximo de la bolsa (en mm) y  $B_R$  es el ancho de la banda recomendado.

El resultado obtenido es de un ancho de banda igual a 1000 mm. Una vez establecido el ancho de la banda, con (3) se verifica que este valor es el correcto [9].

$$B_R \geq 2,5 * d_{MAX} \quad (3)$$

Se obtiene el mismo resultado, comprobándose que el ancho de banda calculado es el correcto. Los anchos de banda estandarizados se pueden encontrar de hasta 2200 mm, el mismo que se utilizará para la primera banda transportadora y para las bandas restantes de un ancho igual a 1000 mm.

b) *Angulo de inclinación:* El ángulo de inclinación, se refiere al ángulo por el cual el material es transportado sobre la banda, cuanto mayor sea este valor, existe mayor probabilidad de causar la rodadura del material sobre la banda. Otro de los parámetros que causan este efecto, es la superficie de la cinta transportadora, por ello se recomienda usar un ángulo de inclinación de hasta 20° para superficies

rugosas y adhesivas, mientras que para superficies con perfiles un ángulo máximo de inclinación de 45° [12]-[13].

Este parámetro se lo calculará con (4), en base al perfil de la banda y alturas que correspondan. Refiérase a la Fig. 8 y Tabla4.

$$\beta_i = ArcTan \left[ \frac{Abs[H_i - H_j]}{L_{ij}} \right] \frac{180}{\pi} \quad (4)$$

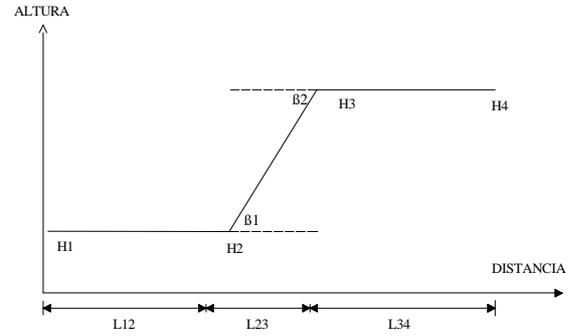


Fig. 8. Perfil de la banda transportadora de 2200 mm de ancho.

Tabla 4. Alturas (Hi) y longitudes (Li) del perfil de la banda transportadora de 2200 mm de ancho.

Símbolo	Unidades
H1	5 m
H2	5 m
H3	11 m
H4	11 m
L12	11 m
L23	7 m
L34	12 m

El máximo ángulo de inclinación es de 40°.

c) *Capacidad máxima de transporte:* La capacidad volumétrica de la banda transportadora está determinada por el área de sección transversal de la carga, que puede ser acumulada encima de la cinta sin ocasionar derrame. El área de sección transversal de la carga se la determina con (5), de acuerdo a la forma de los rodillos a utilizar en la banda transportadora, y ancho de la banda [7].

$$A = \frac{1}{4} b^2 [\tan \sigma]$$

$$b = 0,9B - 0,05 \quad \text{Si } B < 2 \text{ m}$$

$$b = B - 0,2 \quad \text{Si } B > 2 \text{ m} \quad (5)$$

Donde B es el ancho de la banda (m), A es el área de sección transversal de la carga (m<sup>2</sup>) y  $\sigma$  es el ángulo de sobrecarga (°).

La clasificación de acuerdo a la forma de los rodillos tenemos: rodillos en terna (tres rodillos), rodillos en bina (dos rodillos) y rodillos planos (un rodillo), para nuestro caso utilizaremos los rodillos planos. Refiérase a la Fig. 9.

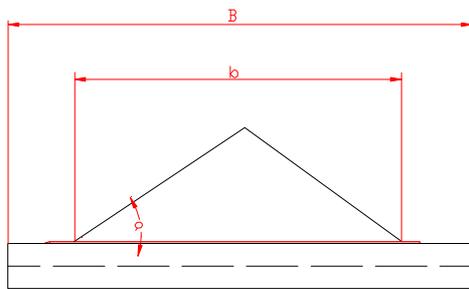


Fig. 9. Forma de los rodillos en la banda transportadora [7].

Una vez conocida el área de sección transversal y velocidad de la banda, la capacidad volumétrica ( $Q_v$ ), se la calcula con (6).

$$Q_v = 3600 * A * v \quad (6)$$

Para aquellas bandas con inclinación ascendente o descendente, la capacidad volumétrica de la banda se reduce de acuerdo al factor de inclinación de la banda, dada por (7) y (8).

$$Q_v = 3600 * A * v * k \quad (7)$$

$$k = 1 - 1,64 \left[ \frac{\beta * \pi}{180} \right]^2 \quad (8)$$

Donde,  $Q_v$  es la capacidad volumétrica de la banda en ( $m^3/h$ ),  $k$  es el factor de inclinación de la banda,  $A$  es el área de sección transversal ( $m^2$ ),  $v$  es la velocidad de la banda ( $m/s$ ) y  $\beta$  es el ángulo de inclinación de la banda ( $^\circ$ ).

La capacidad de transporte expresada en toneladas/hora se la obtiene multiplicando la capacidad volumétrica ( $Q_v$ ), por el peso específico del material transportado ( $\gamma$ ), expresado en (9) [7].

$$Q_t = \gamma * Q_v \quad (9)$$

El peso específico del material como ya se había mencionado es de  $0,361 \text{ ton}/m^3$ , teniendo todos los parámetros requeridos para este cálculo en la Tabla 5 se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 5. Resultados de la capacidad máxima de transporte ( $Q_t$ ) de la banda transportadora.

Banda transportadora	$Q_t(\text{ton/h})$
Banda Transportadora de 2200mm	57 ton/h
Banda Transportadora de 1000mm	55 ton/h

La capacidad máxima de transporte para la banda transportadora de 2200 mm es de 57 ton/h, mientras que para las bandas transportadoras de 1000 mm de ancho es de 55 ton/h.

d) *Tensión de la banda:* Con el cálculo de tensión en cada uno de los puntos de la banda, se puede calcular la potencia necesaria para poner en funcionamiento el

transportador, pues esta fuerza de accionamiento se produce por las diferencias entre las tensiones de entrada y salida de la banda en el tambor motriz [16].

Por ello se debe tener en cuenta la tensión necesaria para mover la banda vacía y desplazar el material sobre la misma, venciendo ciertas fricciones generadas por el peso de la banda, rodillos, tambor y la carga o material transportado. Los parámetros de cálculo necesarios para lo observa en la Tabla 6 [17].

Tabla 6. Parámetros para el cálculo de tensiones.

Parámetros de diseño		
Símbolo	Unidades	Descripción
Q	55 - 57 ton/h	Productividad
( $\gamma$ )	$0,361 \text{ t}/m^3$	Peso específico del material
$d_{MAX}$	400 mm	Tamaño máximo del material
( $\alpha$ )	$35^\circ$	Angulo de reposo o talud
V	0,6 m/s	Velocidad lineal de la banda
$qb'$	$50,96 \text{ N}/m^2$	Peso de banda
Rodillos 2200 mm de ancho	89,3 kg	Peso de rodillo de la rama cargada
	52 kg	Peso de rodillo de la rama vacía
Rodillos 1000 mm de ancho	13,8 kg	Peso de rodillo de la rama cargada
	7,1 kg	Peso de rodillo de la rama vacía

Las ecuaciones obtenidas de tensiones en cada uno de los puntos de la banda, en base a la Fig. 10 son:

$$S_1 = ?$$

$$S_2 = S_1 + W_{1,2}$$

$$S_3 = S_2 + W_{2,3}$$

$$S_4 = K_4 S_3$$

$$S_5 = S_4 + W_{4,5}$$

$$S_6 = K_6 S_5$$

$$S_7 = S_6 + W_{6,7}$$

$$S_8 = K_8 S_7$$

$$S_9 = S_8 + W_{8,9}$$

$$S_{10} = S_9 + W_{9,10}$$

$$S_{11} = K_{10} S_{10}$$

$$S_{12} = S_{11} + W_{11,12}$$

$$S_{13} = K_4 S_{12}$$

$$S_{14} = S_{13} + W_{13,14}$$

Donde  $W_{ij}$  son las resistencias en cada uno de los tramos rectos de la banda,  $K_i$  es el coeficiente de aumento de resistencias por cambio de ángulo ( $K_4= K_6= K_8= 1.02$ ;  $K_{10}= 1.05$ )[15].

Resolviendo el sistema de ecuaciones, se obtiene  $S_{14}$ , la ecuación característica de las tensiones de la banda transportadora se expresa en (10).

$$S_{14} = 1504,56 + 1,13655S_1 \quad (10)$$

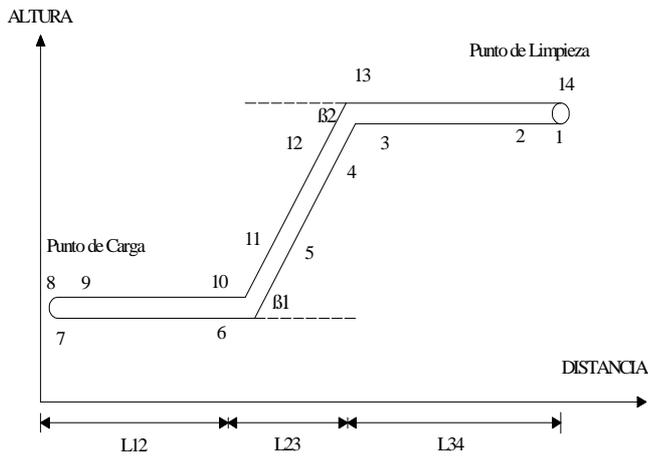


Fig.10. Identificación de los segmentos en el perfil de la banda transportadora de 2200 mm de ancho.

La ecuación característica de tensiones de entrada-salida del tambor motriz relacionada con la fórmula de Eytelwein-Euler, se observa en (11) [18].

$$S_{14} = S_1 e^{\mu\alpha} \quad (11)$$

Donde  $\mu=0,3$  es el coeficiente de rozamiento entre la banda y tambor motriz y  $\alpha=380^\circ$  es el ángulo del tambor motriz rodeado por la banda (radianes) [18].

En la Fig. 11 se muestra el gráfico de las dos ecuaciones características de la banda transportadora.

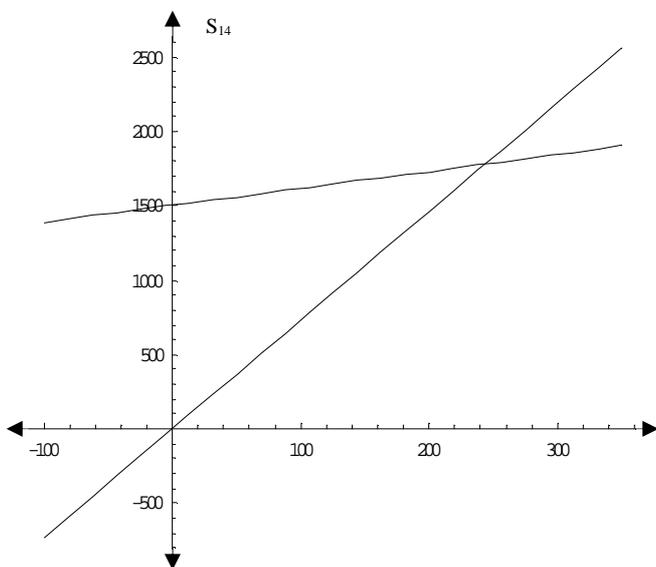


Fig. 11. Gráfico de las ecuaciones características del sistema.

Los resultados de resistencias en cada uno de los tramos rectos de la banda en base al peso lineal de la banda y partes móviles del mismo, se observa en la Tabla 7.

Tabla 7. Resistencias en cada uno de los tramos rectos de la banda.

Símbolo	Magnitud [N]	Símbolo	Magnitud [N]
$W_{1,2}$	88	$W_{8,9}$	13
$W_{2,3}$	64	$W_{9,10}$	347
$W_{4,5}$	-6	$W_{11,12}$	509
$W_{6,7}$	58	$W_{13,14}$	382

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtienen los resultados de las tensiones en cada uno de los puntos de la banda en la Tabla 8, mientras que en la Fig. 12 se grafica la magnitud de las tensiones de la banda.

Tabla 8. Tensiones de la banda transportadora.

Símbolo	Magnitud [ N ]	Símbolo	Magnitud [ N ]
$S_1$	244	$S_8$	486
$S_2$	332	$S_9$	499
$S_3$	395	$S_{10}$	846
$S_4$	403	$S_{11}$	863
$S_5$	397	$S_{12}$	1372
$S_6$	405	$S_{13}$	1400
$S_7$	463	$S_{14}$	1781

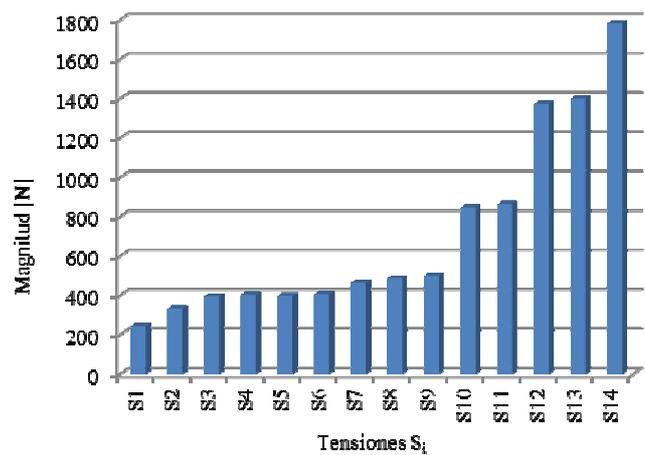


Fig. 12. Magnitud [N] de tensiones  $S_i$  en la banda transportadora de 2200mm de ancho.

e) *Potencia del motor:* Para el accionamiento del transportador, se requiere la potencia suministrada por un motor eléctrico, un elemento reductor de velocidad y el tambor motriz. El torque del motor transfiere la fuerza al tambor motriz, hacia la superficie de la cinta, la necesaria para mover el material a lo largo de la banda [12]. El esfuerzo de tracción se la determina con (12) [15].

$$W_0 = (S_{14} - S_1) + 0.05(S_{14} + S_1) \quad (12)$$

Donde  $W_0$  es el esfuerzo de tracción (N) y  $S_i$  es la tensión en un punto específica de la banda (N). La potencia de accionamiento sobre el tambor motriz se produce por la diferencia de tensiones de entrada y salida de la banda en el tambor motriz, y se la determina con (13) [15].

$$Nm = \frac{W_0 v}{1000 \eta} K_r \quad (13)$$

Donde  $\eta=0.9$  es el rendimiento de la transmisión,  $K_r=1.1$  es el coeficiente de reserva que considera los regímenes de arranque,  $v$  es la velocidad lineal de la banda (m/s),  $Nm$  es la potencia necesaria para el accionamiento del transportador (kW).

La potencia calculada para la banda de 2200 mm de ancho es de 2 kW y para una banda de 1000 mm de ancho es de 1,4kW.

Para determinar la velocidad angular de la banda se la determina con (14).

$$\text{Velocidad angular} = \frac{\text{velocidad lineal}}{\text{radio}} \quad (14)$$

Donde el radio corresponde al tambor motriz y a la velocidad lineal de funcionamiento de la banda. Por tanto se obtiene un resultado igual a 600 rpm.

4) *Selección de los elementos de la banda:* Se selecciona los elementos principales que conforman la banda transportadora, en base a las características de diseño requeridas y recomendaciones dadas por el fabricante, entre ellas seleccionaremos la cinta, rodillos superiores e inferiores, tambor motriz, contra tambor y motorreductor. En la Tabla 9 se muestran las características de la cinta transportadora seleccionada.

Tabla 9. Características de la cinta transportadora EP630/4 4+2 "N" "BGF" [19].

Característica	Magnitud
Tipo	EP630/4
Resistencia de la carcasa a la rotura	630 N/mm
Carcasa	4 tejidos EP
Espesor de la carcasa	3,80 mm
Espesor de los recubrimientos	4+2 mm
Peso de la carcasa	5,20 kg/m <sup>2</sup>
Ancho de banda	1000-2200 mm

Los rodillos superiores e inferiores, tambor motriz y contra tambor, se seleccionan en base a recomendaciones realizadas por el fabricante, en base a la velocidad y ancho de la banda, en la Tabla 10 se muestra las características de los elementos mencionados.

Tabla 10. Características de los rodillos superiores e inferiores, tambor motriz y contra tambor [9]-[20].

Elemento	Serie	Ancho	Diámetro
Rodillo de impacto	PSV5, 30F, 194NA, 2508	2200 mm	194 mm
	MPS1, 15F, 108NA, 1158	1000 mm	108 mm
Rodillos de retorno	PSV4, 30F, 180NL, 2508	2200 mm	180 mm
	RTL1, 15F, 108NG, 1158	1000 mm	108 mm
Tambor motriz		2200 mm	630 mm
		1000 mm	630 mm
Contra tambor		2200 mm	500 mm
		1000 mm	500 mm

Para la selección del motorreductor se debe determinar el índice de reducción necesario para obtener la velocidad angular deseada y la potencia del reductor ( $P_2$ ), en base al factor de servicio de la maquina accionada y maquina accionamiento con (15) [21].

$$P_2 = P * f_1 * f_2 \quad (15)$$

Donde  $f_1$  es el factor de servicio de maquina accionada y  $f_2$  es el factor de servicio de la máquina de accionamiento y  $P_2$  es la potencia del reductor (kW).

Para el cálculo del torque del motor se la expresa en (16).

$$T_{req} = \frac{9550 * P_2}{n_2} f_2 \quad (16)$$

Donde  $T_{req}$  es el torque requerido (Nm),  $P_2$  es la potencia del reductor (kW),  $n_2$  es la velocidad de salida de la unidad reductora (rpm). De acuerdo a esto se obtienen los resultados en la Tabla 11.

Tabla 11. Parámetros requeridos para la selección de los motorreductores [21]-[22].

Símbolo	Valores Calculados		Descripción
	Motor 1	Motor 2	
$P_2$	2,4 kW	1,7 kW	Potencia del reductor
$n_1$	1400 rpm	1410 rpm	Velocidad del motor
$n_2$	600 rpm	600 rpm	Velocidad de salida de la unidad reductora
$f_1$	1,2	1,2	Factor de servicio de la maquina accionada
$f_2$	1	1	Factor de servicio de la máquina de accionamiento
$T_{req}$	38,2 Nm	26,7Nm	Torque requerido
I	2,33	2,35	Relación de reducción

En la Tabla 12 se muestran las características de los motorreductores seleccionados, que corresponden a la marca sew-eurodrive.

Tabla 12. Características del motorreductor1 serie RX57 DV100L4y motorreductor 2 serie RX57 DV100M4[23].

Motorreductor	RX57	RX57
	DV100L4	DV100M4
Características	Magnitud	Magnitud
Potencia motor	3 kW	2,2 kW
Corriente nominal	6,5 A	4,9 A
Velocidad del motor	1400 rpm	1410 rpm
Factor de potencia del motor	0,83	0,83
Eficiencia del motor	85 %	80 %
Tensión de motor	380/660 V	
Tipo de conexión	Triángulo	
Tipo de protección	IP55	
Velocidad de salida	591 rpm	595 rpm
Par de salida del motorreductor	49 Nm	35Nm
Índice de reducción total	2,37	2,37

De acuerdo a esto se utilizará un motorreductor de 3 kW para la banda de 2200 mm de ancho, uno de 1,5 kW para las dos bandas de 1000 mm de ancho, que contienen las estaciones de clasificación. Para las cuatro bandas siguientes que se encargarán de transportar las bolsas clasificadas a los contenedores, se utilizará el motorreductor de la serie RX57 DV100M4.

Para el accionamiento del motor se ha seleccionado los arracadores suaves, por obtenerse un arranque lineal y suave

del equipo evitando esfuerzos mecánicos y eléctricos [25]-[26]. Arranadores suaves SIRIUS de SIEMENS, cuyo modelo escogido se muestran en la Tabla 13, son los recomendados para cintas transportadoras, que ofrecen un arranque suave y así evitar que el producto llevado en la banda no sea arrojada por la cinta por efectos de inercia [27].

Tabla 13. Modelo de arrancado suave SIRIUS de SIEMENS[27].

CLASS 10				
Temperatura Ambiente de 40°C				
Intensidad asignada de empleo I <sub>e</sub>	Potencias asignadas de motores trifásicas con tensión asignada de empleo U <sub>e</sub> (kW)		Tamaño	Referencia
	230V	400V		
A	6,5	1,5	3	S0
				3RW30 14-BB14

## B. Sistema neumático

El sistema neumático corresponde otro de los elementos para el sistema de control automático. Generalmente utilizados para controlar elementos de actuación final, utilizados para simples posicionamientos.

1) *Cálculo y selección de elementos del sistema neumático:* El sistema neumático está conformado por: cilindro neumático, válvulas de estrangulación y retención, electroválvulas, y compresor. Una correcta selección de ellos nos podría ahorrar grandes costes económicos y un óptimo funcionamiento del sistema.

a) *Cilindro neumático:* El cilindro neumático, se accionará al activarse los sensores de detección de color y de proximidad; realizará un movimiento horizontal a lo largo de la banda y permanecerá indefinidamente en esa posición, hasta que otra señal la coloque en su posición anterior, de esta manera desplazará las bolsas a sus contenedores correspondientes para su clasificación, el actuador idóneo para este tipo de trabajo es el cilindro neumático de doble efecto.

De acuerdo a esto para la selección del cilindro, se deberá de considerar que la longitud de carrera sea igual a 1000 mm, capaz de recorrer el ancho de la banda y trasladar la bolsa fuera de ella. Para una correcta selección del actuador se debe seguir la siguiente metodología de cálculo:

- Calcular la fuerza máxima útil ejercida por el cilindro
- Calcular el diámetro del cilindro o émbolo
- Calcular el diámetro del vástago y verificar el pandeo
- Calcular la capacidad de amortiguamiento del sistema
- Calcular el consumo de aire comprimido

Para calcular la fuerza máxima útil del cilindro se la puede obtener con (17), en base a la fuerza necesaria para retirar la bolsa, equivale al peso del material que se va a desplazar [28]-[29].

$$F_T = \frac{F}{\lambda\mu} \quad (17)$$

Donde  $\lambda=0,7$  el factor de carga,  $\mu=0,9$  rendimiento,  $F=7,9$  N es la fuerza necesaria,  $F_T=12,54$  N es la fuerza máxima útil ejercida por el cilindro.

Uno de los parámetros que determinan la magnitud fuerza de un cilindro, es la presión de funcionamiento, para ello se trabajara con la mínima recomendada igual a 3bar [30].

Para determinar el diámetro del cilindro se la puede calcular con (18).

$$F = PA = 10P\pi\left(\frac{D^2}{4}\right) \quad (18)$$

Donde  $F=12,54$  N es la fuerza máxima útil del cilindro,  $P=3$  bar es la presión,  $D$  es el diámetro del cilindro (cm).

El diámetro calculado es de 7,3 mm valor no estandarizado, debido a esto se selecciona un cilindro de 1000 mm de carrera con un mínimo diámetro encontrado, de la empresa FESTO correspondiente a la serie DNC-32-1000-PPV, con un diámetro del cilindro de 32 mm y una fuerza teórica de 241 N a 3 bar [30].

Al poseer un cilindro de gran carrera se corre el riesgo de sufrir el efecto de pandeo del vástago, aquella deformación que se forma al someter una barra a un esfuerzo de compresión, produciendo la flexión lateral del vástago y hasta la rotura del mismo [31]. Para evitar este efecto es importante seleccionar un diámetro de vástago adecuado y un correcto montaje del cilindro, para ello se tiene dos métodos: método analítico y método gráfico [29]-[30].

El método analítico se basa en la determinación del diámetro en base a (19) y (20).

$$F_k = \frac{\pi^2 EJ}{l_p^2 S} \quad (19)$$

$$J = \frac{\pi d^4}{64} \quad (20)$$

Donde  $F_k$  es la fuerza de pandeo admisible (N),  $E$  módulo de elasticidad ( $N/m^2$ ),  $J$  momento de inercia ( $cm^4$ ),  $L_p$  es la longitud de pandeo (cm),  $S$  coeficiente de seguridad,  $d$  diametro del vástago (cm).

Para determinar la fuerza de pandeo admisible, se basa en (21), considerando que la fuerza de servicio ( $F$ ) es igual a la fuerza máxima ejercida por el cilindro, equivalente a 241 N.

$$F_k = F * S \quad (21)$$

Los resultados se muestran en la Tabla 14.

Tabla 14. Resultados del método analítico para determinar el diámetro del vástago [28]-[29]-[30]-[32].

Parámetros	Magnitud
Fuerza de pandeo admisible ( $F_k$ )	1205 N
Módulo de elasticidad (E)	$2,1 \times 10^{11} \text{N/m}^2$
Longitud de pandeo ( $L_p$ )	100 cm
Coficiente de seguridad (S)	5
Diámetro del vástago (d)	> 10 mm

Comparando los resultados de los dos métodos, se selecciona un diámetro de vástago igual a 14 mm.

La fuerza de retroceso no es igual a la fuerza de tracción del cilindro, esta fuerza depende también de la sección del vástago, está se obtiene con la (22) obteniéndose una fuerza igual a 195 N.

$$F = 10P \left( \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \right) \quad (22)$$

Donde P es presión (bar), D es el diámetro del cilindro (cm), d es el diámetro del vástago (cm), F fuerza (N).

El cálculo del consumo de aire en cilindros neumáticos es muy importante cuando se requiere conocer la capacidad del compresor necesario para abastecer a la demanda de una instalación, se la puede calcular con (23).

$$Q = \left( \frac{\pi}{4} \right) * D^2 * c * n * P * N * 10^{-6} \quad (23)$$

Donde D=32 mm es el diámetro del cilindro, c=1000 mm es la carrera del cilindro, N=15 es el número de ciclos completos por minuto, Q=72Nl/min es el consumo de aire.

Un cilindro neumático debe ser capaz de amortiguar la energía cinética, causada por la velocidad del émbolo, pues a velocidades mayores a las que el cilindro es capaz de soportar, puede causar ciertas vibraciones al sistema y el golpe contra el cilindro. Para ello determinaremos con (24) la velocidad del cilindro [31].

$$v \left( \frac{m}{s} \right) = \left( \frac{0,987 + P_{aire}}{0,987} \right) \left( \frac{l * n}{60} \right) \quad (24)$$

Donde P= 3 bares es la presión, L=1000 mm es la longitud de carrera, n es el número de ciclos (15 ciclos/minuto)

Para determinar la velocidad admisible de impacto del cilindro, para ello la determinaremos (25) [30]-[33].

$$v_{adm} = \sqrt{\frac{2xE_{adm}}{m_{propia} + m_{carga}}} \quad (25)$$

Donde  $E_{adm}=0,1$  J es la energía máxima admisible de impacto,  $m_{propia}=0,36$  kg es la masa del actuador,  $m_{carga}=0,81$ kg es la masa de la carga útil móvil,  $v_{adm}$  es la velocidad admisible de impacto.

La velocidad admisible de impacto calculada es de 0,41 m/s. Sin embargo la velocidad calculada a la presión y carrera del cilindro es de 1,01 m/s, mayor a la velocidad que el cilindro puede soportar. Por lo tanto para disipar la energía excedida se debe seleccionar un amortiguador externo. Para seleccionar el amortiguador adecuado, primero debemos de calcular la energía total ( $E_T$ ) a disipar con (26) [28]-[29]-[34].

$$E_T = E_c + E_w \quad (26)$$

Donde  $E_c$  es la energía cinética (J) y  $E_w$  es la energía motriz (J) causada por la presión de aire en el cilindro.

La energía cinética se la determina con (27) y la energía motriz con (28).

$$E_c = \left( \frac{m_{propia} + m_{carga}}{2} \right) (\bar{v})^2 \quad (27)$$

$$E_w = 10P\pi \left( \frac{D^2}{4} \right) s \quad (28)$$

Donde  $\bar{v}=1,4$  m/s  $v'$  es la velocidad máxima,  $v'=1,01$  m/s es la velocidad media, D=3,2 cm es el diámetro del cilindro, s es la carrera del amortiguador (m), P = 3bar es la presión.

La energía cinética calculada es de 1,1 J, mientras que la energía motriz depende de la carrera del amortiguador, por tanto en la Tabla 15 se observa los resultados de la energía motriz y la energía total a disipar y algunas características de amortiguadores disponibles de FESTO. De acuerdo a la Tabla 15 el amortiguador capaz de absorber la energía excedida del cilindro corresponde a la serie YSR-8-8-C [30].

Tabla 15. Selección del amortiguador[28]-[29]-[30]-[34].

Amortiguador	Carrera [mm]	Energía consumida por carrera [J]	Energía consumida por hora	$E_w$ [J]	$E_T$ [J]
YSRW-5-8	8	1,3	10000	1,9	3J
YSR-8-8-C	8	3J	18000	1,9	3J
YSRW-7-10	10	2,5	15000	2,4	3,5J

b) *Válvula de estrangulación y retención:* Estas válvulas estrechan el paso del aire o regulan el caudal de aire comprimido de la red, para reducir la velocidad de aire que llega al cilindro. Estos generalmente están acoplados a un anti retorno que permiten el paso de fluido en una sola dirección, limitando el paso en la dirección contraria evitando problemas [35].

c) *Electroválvula:* es un dispositivo electromecánico, que por la excitación de una señal eléctrica en una de sus bobinas, provoca el paso o no de un fluido hacia un conducto.

Existen varios tipos de electroválvulas específicamente para este diseño se selecciona una electroválvula biestable de 5/2 vías, para cinco conexiones y dos posiciones de mando. Posee dos escapes correspondientes uno a cada

utilización permitiendo el control de avance y retroceso del cilindro en forma independiente [36].

Para calcular el caudal requerido que necesita una electroválvula, se la obtiene con (29), mientras que el caudal nominal con la ecuación (30) [37].

$$Q_r = 0.0028 * D^2 * C * \frac{(P + 1.013)}{t} \quad (29)$$

$$Q_n = \frac{40.98(Q_r)}{\sqrt{\Delta p(p_e - \Delta p)}} \quad (30)$$

Donde D=1,4 cm es el diámetro del pistón o embolo, c=100 cm es la carrera del cilindro, P=3bar es la presión, t=1es el tiempo de ejecución del movimiento, Q<sub>r</sub> es el caudal requerido (Nm<sup>3</sup>/h), Δp= 0,1 bar es la caída de presión admitida en la válvula, P<sub>e</sub> =3 bar + 1,013 es la presión absoluta de alimentación de la válvula, Q<sub>n</sub> es el caudal nominal de la válvula (NI/min).

De acuerdo a esto se determina que el caudal nominal de la válvula 753,4 NI/min, se selecciona una electroválvula iguales o de caudales mayores a lo calculado.

d) *Compresor:* La selección del compresor es uno de los parámetros significativos en un sistema de aire comprimido, para seleccionarlo se debe estimar el consumo de aire de todas las unidades consumidoras más una estimación por fugas y para futuras ampliaciones, además de la selección de la presión máxima de operación más un 15 % por efectos de caídas de presión [38].

Para la estimación del consumo de aire de las válvulas de distribución para el accionamiento de los cilindros neumáticos de toda la instalación, es el resultado de la suma del consumo individual de todas las válvulas que se usen, puesto que existirán en total 8 cilindros neumáticos cada uno de ellos con las válvulas correspondientes.

Tabla 16. Consumo de caudal de las unidades consumidoras [38]-[39]

Unidades consumidoras	Válvulas distribuidoras
Presión máxima de operación	3 bar + 15 %
Consumo de aire (Nm <sup>3</sup> /min)	0,753
Duración de conexión	40%
Cantidad de unidades consumidoras	8
Factor de simultaneidad	0,75
Consumo actual	1,8

El caudal requerido por la instalación es el resultado de la suma del consumo actual de aire + un 5 % por desgaste + 10 % por fugas + un 20 % o 30 % por futuras ampliaciones [40].

Tabla 17. Consumo total de aire comprimido del sistema neumático [40].

Consumo actual	1,8 Nm <sup>3</sup> /min
Desgaste 5 %	0,09 Nm <sup>3</sup> /min
Fuga máxima admisible 10 %	0,18 Nm <sup>3</sup> /min
Aumento planificado 20 %	0,36 Nm <sup>3</sup> /min
<b>Consumo total</b>	<b>3,24 Nm<sup>3</sup>/min</b>

El caudal necesario para la elección del compresor es de 3,24 Nm<sup>3</sup>/min, puesto que todos los equipos trabajan a una presión de 3 bares, el compresor seleccionado deberá trabajara a una presión de 3 bares más un 15 %.

e) *Simulación del sistema neumático y resultados:* FESTO líder mundial en proveer soluciones para sistemas de automatización cuenta con un software de diseño on-line, que permite simular nuestro sistema en base a los dispositivos que provee FESTO y determinar el correcto dimensionamiento de nuestro diseño. Se ingresan los parámetros generales, se inicia la simulación, se evalúan los resultados y se muestra una lista de los equipos recomendados. En la Tabla 18 se muestran los parámetros ingresados en el software on-line de FESTO.

Tabla 18. Ingreso de parámetros.

Parámetro	Magnitud
Longitud de carrera requerida	1 m
Masa en movimiento	0,81 kg
Ángulo de instalación	0°
Presión de funcionamiento	3 bar

En este software se puede simular el cilindro neumático cuando el vástago o pistón se encuentra extendido o comprimido. Además de seleccionar los elementos de acuerdo a las necesidades del sistema, el simulador presenta una lista de accesorios recomendados. Para cuando el vástago se encuentra en la etapa de despliegue se tienen los resultados en la Tabla 19.

Tabla 19. Resultados para cuando el vástago se despliega.

Parámetro	Magnitud
Tiempo total de posicionamiento	1,3 s
Velocidad promedio	0,775 m/s
Velocidad de impacto	0,014m/s
Máxima velocidad	1,053 m/s
Energía dinámica de impacto	0 J
Consumo de aire mínimo	3,123 l
Regulación PPV	100%

Según la Fig. 13. nos indica que el tiempo de recorrido del cilindro hasta cuando extiende todo el vástago, lo hace en 1,3 segundos a una velocidad máxima de 1,05 m/s, resultados que se aproximan a lo calculado anteriormente, esto puede causar un fuerte impacto al cilindro, pero con el uso de un correcto amortiguador no se obtiene el efecto de rebote del cilindro, pues la velocidad de impacto que se consigue obtener es de 0,014 m/s, alcanzando a una velocidad de casi cero, por tanto el amortiguador nos garantiza que no causará daños al cilindro.

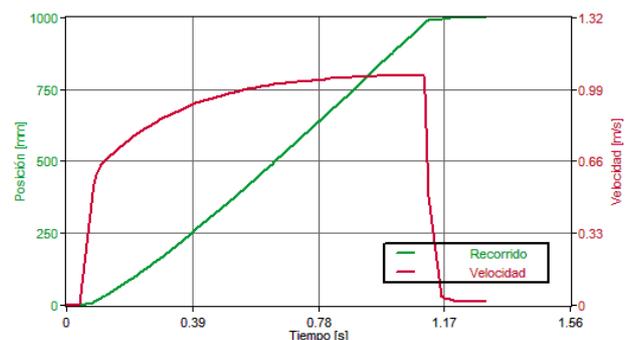


Fig. 13. Diagrama recorrido/velocidad/tiempo, para el vástago extendido.

Conforme incrementa la velocidad, la aceleración de mantiene constante, excepto en el tiempo de 1 segundo, donde se tiene cierta desaceleración, causada por el impacto del cilindro y el amortiguador, volviendo a retomar su comportamiento constante en el tiempo de 1,17 segundos hasta el tiempo de posicionamiento del pistón. Refiérase a la Fig. 14.

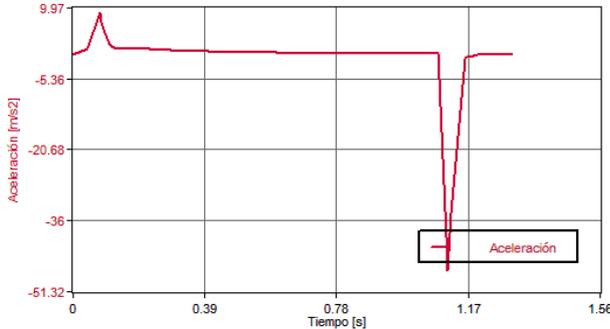


Fig. 14. Diagrama de tiempos de Presión/ Aceleración, para el vástago extendido.

Como se observa en la Fig. 15 la presión de entrada del sistema va disminuyendo conforme aumenta el tiempo, para el tiempo de 1 segundo la presión que llega a entregar es de 1,8 bar, como habíamos mencionado anteriormente la fuerza que entrega el cilindro es directamente proporcional a la presión y diámetro del cilindro. Por tanto la fuerza que entrega el cilindro al tiempo que llega a extenderse totalmente es de 144 N, valor que no repercute a nuestro diseño pues la fuerza necesaria es mucho menor a la obtenida

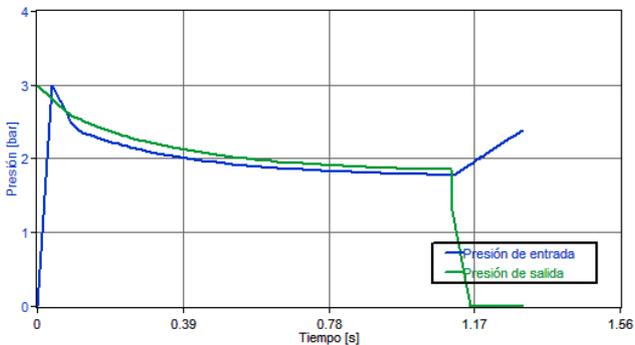


Fig.15. Diagrama Presión-Tiempo, para el vástago extendido.

En cambio cuando el cilindro se encuentra en el proceso de retirar su vástago, los resultados se pueden visualizar en la Tabla 20.

Tabla 20. Resultados para cuando el vástago se extrae.

Parámetro	Magnitud
Tiempo total de posicionamiento	1.589 s
Velocidad promedio	0,663 m/s
Consumo de aire mínimo	2,944 l
Regulación PPV	100%
Energía dinámica de impacto	0 J
Velocidad de impacto	-0,013 m/s
Máxima velocidad	0,893 m/s

Como observamos en la Fig. 16, el tiempo en que la carrera del cilindro empieza a retirarse y llegar a su posición anterior es de 1,5 segundos y la velocidad máxima es de 0,893 m/s.

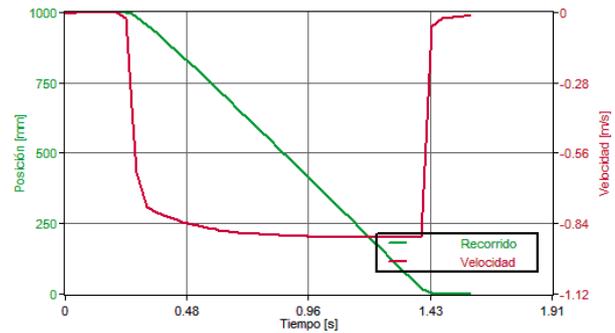


Fig. 16. Diagrama Recorrido/Velocidad/Tiempo, para el vástago extraído.

Como observamos en la Fig. 17, la aceleración se mantiene casi constante, pero se tiene ciertos picos de desaceleración, pudiendo ser causados por efectos del amortiguador del mismo cilindro para no provocar los efectos de rebote causadas por la velocidad de impacto.

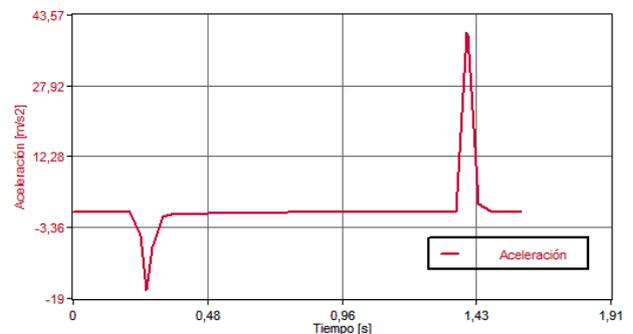


Fig.17. Diagrama de tiempos de presión/aceleración, para el vástago extraído.

Como observamos en la Fig. 18, la presión de entrada del sistema empieza a disminuir conforme aumenta el tiempo, en este caso la presión de salida es de aproximadamente 2,2 bar con una fuerza de 143 N, fuerza necesaria y suficiente para nuestro sistema. En este caso la fuerza de retroceso del cilindro además de depender de la presión y diámetro del cilindro, también depende del diámetro del vástago, comprobándose que la fuerza de retroceso es menor a la fuerza de avance del cilindro.

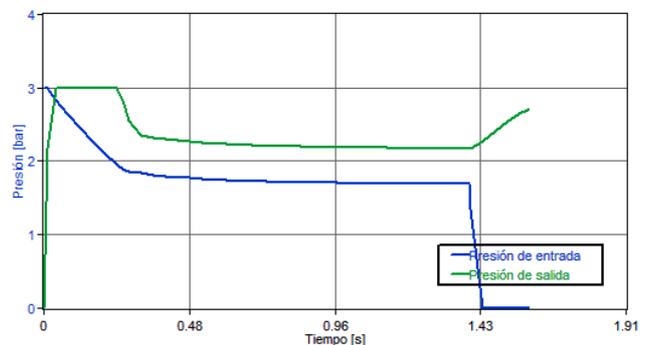


Fig. 18. Diagrama presión-tiempo, para el vástago extraído.

### C. Sistema de control

1) *Controlador lógico programable*: El Controlador Lógico Programable (PLC) es el encargado de controlar todo el sistema electrónico y electromecánico, en función de las variables adquiridas por medio de la instrumentación

instalada en el proceso.

Tendrá dos modos de funcionamiento:

- Modo automático: dependiendo de las señales que reciba de los sensores, enviará una señal de activación a los actuadores neumáticos y a los dispositivos de accionamiento.
- Modo manual: Se podrá controlar de manera manual el funcionamiento e interrupción de desplazamiento de la banda transportadora, así también se controlará el arranque general del sistema como una medida de seguridad.

Para seleccionar el controlador adecuado se deberá considerar las entradas y salidas necesarias del sistema, para ello se determina los siguientes requerimientos mínimos para el dispositivo controlador:

- 8 entradas digitales para los sensores detectores de color.
- 8 entradas digitales para los sensores detectores de proximidad.
- 1 entrada digital para el interruptor del modo manual.
- 3 salidas digitales para los sistemas de accionamiento.
- 8 salidas digitales para el accionamiento del sistema electro neumático 24VDC.

Las señales de salida de los sensores, en caso de ser necesario, se deberán de acondicionar para la correcta interoperabilidad con el PLC.

2) *Sensores:* Para controlar un proceso es importante determinada información del comportamiento del proceso como posición, temperatura, etc., de ahí la importancia de los sensores que en este caso nos permite detectar la presencia de un objeto y detectar el color del objeto, variables que son insumo para la ejecución de las acciones de control.

a) *Detector de proximidad:* Existen varios tipos de detectores, pero el más adecuado para esta aplicación es el sensor fotoeléctrico, por su rango de detección.

El detector fotoeléctrico seleccionado corresponde de la marca SICK, de la serie SICK W23 Laser, es un detector fotoeléctrico con supresión de fondo, con rango de detección de hasta 800 mm, con un tiempo de respuesta  $\geq 25$  ms, corriente máxima de salida  $\leq 100$ mA, salida digital (PNP), tensión de alimentación de 10-30VDC, fuente de luz del tipo Laser de Clase I, en la Fig. 13 se puede observar el detector fotoeléctrico [41].



Fig. 13. Detector de proximidad SICK [41].

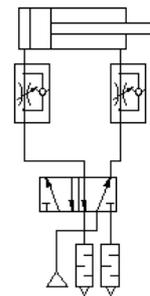
b) *Detector de color:* El detector de color escogido pertenece a la marca OPTEX de la serie CVS1 (Sensor Color Visión Easy Series), con rango de detección de hasta 270 mm, tiempo de respuesta de 0,6-22 ms, salida del tipo digital (PNP), tensión de alimentación 12/24VDC, memoria para un total de 12 colores, fuente de luz del tipo led, grado de protección IP67, en la Fig. 14 se puede observar una fotografía del sensor CVS1 [42].



Fig. 14. Detectores de color OPTEX [42].

#### D. Diagrama de conexiones

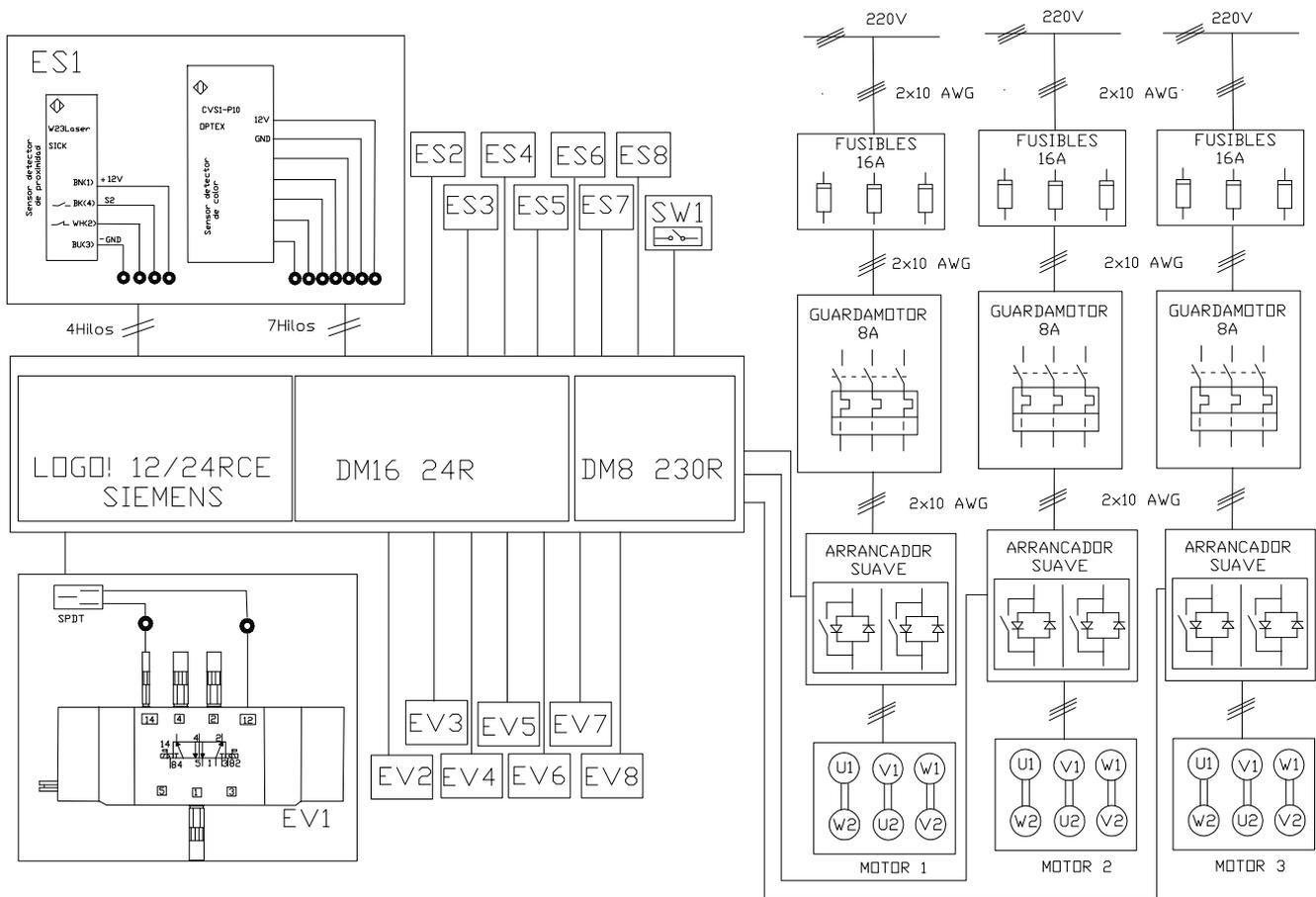
La conexión neumática, entre el cilindro, las válvulas de estrangulación y la electroválvula, se puede observar en la Fig. 15.



Simbología	
	Cilindro neumático de doble efecto
	Válvula de estrangulación y retención
	Electroválvula biestable

Fig. 15. Conexión básica del cilindro neumático [30].

El diagrama de conexiones del sistema eléctrico, se observa en la Fig. 16.



16. Diagrama de conexiones del sistema eléctrico

#### IV. PRESUPUESTO

El presupuesto del proyecto consta de los costos directos e indirectos del diseño del sistema de control.

##### A. Costos directos

Los costos directos son aquellos costos de todos los materiales que componen el sistema de control, y mano de obra, esto se puede observar en la Tabla 14.

Tabla 14. Costos directos.

Descripción	Valor
Subtotal presupuesto de materiales	\$ 87.178,18
Subtotal presupuesto de mano de obra calificada	\$ 8.000,00
<b>(1) Total costos directos</b>	<b>\$ 95.178,18</b>

##### B. Costos indirectos

Los costos indirectos hace referencia a aquellos costos como de fiscalización, imprevistos, administración y dirección técnica, esto se puede visualizar e la Tabla 15.

Tabla 15. Costos indirectos.

Descripción	Valor
Administración y dirección técnica 10%	\$ 9.417,82
Imprevistos 1%	\$ 95,18
Fiscalización	\$ 500,00
Utilidades 10%	\$ 9.517,82
(2) Total costos indirectos	\$ 19.630,81
<b>(1)+(2) Total</b>	<b>\$ 114.808,99</b>

#### V. CONCLUSIONES

- Para la selección de los elementos del sistema mecánico y neumático, se debe seguir ciertos criterios de diseño, técnicas, experiencias y recomendaciones dadas por los proveedores de los elementos del sistema.
- Existen varios métodos para determinar la velocidad lineal de la banda transportadora, la primera en base al diámetro y características del material a transportar, y mediante un análisis matemático en base a la distancia de la banda y la capacidad requerida del proceso.
- La velocidad lineal de la banda transportadora es directamente proporcional a la potencia del motor y a la

capacidad máxima de transporte de la banda, es decir aumentan conforme incrementa la velocidad de funcionamiento del transportador. Sin embargo para velocidades mayores a 3,5 m/s, puede causar la expulsión del material fuera de la banda, a no ser que el material sea abrasivo.

- El ángulo de inclinación de la banda es otro de los parámetros importantes en el dimensionamiento de la banda transportadora, pues puede causar: el deslizamiento de la carga y mayores tensiones en la banda.
- Para evitar el deslizamiento del material en bandas inclinadas, se suele utilizar: cintas con superficies rugosas, cintas con superficies nervadas, los mismos que evitan el rodamiento de la carga. Además si se utilizan cintas rugosas se pueden utilizar ángulos de inclinación de hasta 20°, mientras que si se usan cintas con superficies nervadas se pueden emplear ángulos de inclinación de hasta 45°.
- Para determinar la potencia de accionamiento del transportador es importante determinar las tensiones de entrada y salida de la banda, la necesaria para mover la banda vacía y desplazar el material sobre la misma, tomando en consideración la fricción de las partes móviles de la banda y del material transportado.
- Los cilindros neumáticos con longitudes de carrera mayores a 1000 mm, se suele producir el efecto de pandeo (flexión del pistón), que ocasiona el desgaste y rotura del cilindro, para evitar este efecto se debe seleccionar un diámetro del vástago adecuado y un correcto montaje e instalación del cilindro.
- Para determinar el diámetro del vástago y evitar el efecto de pandeo del cilindro, existen dos métodos que se suelen seguir, la primera mediante un análisis matemático en base al montaje del cilindro y a la fuerza máxima de compresión y la segunda mediante un análisis gráfico en base a la longitud de carrera del cilindro y la fuerza máxima ejercida por el cilindro.
- La velocidad del cilindro neumático aumenta conforme la longitud de carrera del cilindro, este parámetro es de gran importancia, pues a velocidades mayores a 1 m/s se puede ocasionar el desgaste del cilindro, el arrojamiento del material por inercia y el impacto contra el cilindro, debido a esta cierta energía cinética que no es capaz de absorber.
- Cada cilindro neumático es capaz de absorber cierta energía cinética a cierta velocidad predeterminada, dependiendo de su construcción. Para cilindros que alcanzan velocidades mayores a 1 m/s, deberán ser capaces absorber esta energía excedida, por ello se suelen utilizar amortiguadores externos, que protegerán el cilindro y el material.
- La presión es uno de los factores determinantes en la magnitud fuerza de funcionamiento del cilindro neumático y de todo el sistema, en este caso la presión se seleccionó la mínima recomendada por FESTO. Además otro de los parámetros influyentes en esta magnitud es el diámetro del cilindro.
- El consumo de aire de un cilindro aumenta conforme la longitud de carrera, es por esto que no se recomienda el uso de longitudes mayores a 2000 mm, por el elevado costo de consumo de aire.
- El tiempo de posicionamiento de avance para un cilindro

de 1000 mm de carrera, puede llegar a alcanzar un máximo de 1,3 segundos, mientras que el tiempo de retroceso es mayor a 1,6 segundos, esto se debe a que la fuerza de retroceso es siempre menor a la fuerza de avance del cilindro causada por el diámetro del émbolo y vástago del cilindro.

## VI. RECOMENDACIONES

- Puesto que no existen estudios del peso volumétrico de los residuos para la ciudad de Loja, recomienda realizar estos estudios para poder dimensionar correctamente este diseño.
- Además del diseño del sistema de control, se puede realizar el monitoreo de los contenedores para detectar cuando estos lleguen a cierto nivel de llenado para evitar el rebote o el desborde de basura, y así enviar un camión recolector hacia el lugar donde se encuentra el contenedor y ser recogido.
- Se recomienda determinar el diseño mecánico de la estructura y soporte de la banda transportadora, y además el cálculo de tuberías de aire comprimido, para el sistema neumático; pues este proyecto se limita a un diseño eléctrico y electrónico del proceso.

## VII. REFERENCIAS

- [1]. Loor Mera, A. G. (2009). *Scrib*. Recuperado el 6 de Junio de 2013, de Diagnóstico de las Situación Ambiental Actual de Manejo de los Desechos Sólidos en Loja: <http://es.scribd.com/doc/93672150/Diagnostico-Ambiental-Loja-Alfredo-Loor>.
- [2]. Laspina, I. (2003). *Estudio del caso: EL programa de gestión integral de desechos sólidos: Loja, Ecuador*. Recuperado el 6 de Junio de 2013, de [http://ww2.prefeitura.sp.gov.br/urbal/en/media/publications/Loja\\_a\\_Ecuador.pdf](http://ww2.prefeitura.sp.gov.br/urbal/en/media/publications/Loja_a_Ecuador.pdf)
- [3]. PNUMA-ORPALC. (2007). *Perspectivas del Medio Ambiente Urbano: Geo Loja*. Recuperado el 6 de Junio de 2013, de <http://www.naturalezaycultura.org/docs/Geo%20Loja.pdf>
- [4]. envac group. (s.f.). *envac*. Recuperado el 2 de Febrero de 2013, de envac: <http://www.optibag.com/>
- [5]. envac group. (s.f.). *envac concept*. Recuperado el 2 de Febrero de 2013, de envac concept: [http://www.envacconcept.com/es/la\\_revista/1-11-tema-pioneros-de-envac-antiguos-y-modernos/oslo-pionera-en-optibag](http://www.envacconcept.com/es/la_revista/1-11-tema-pioneros-de-envac-antiguos-y-modernos/oslo-pionera-en-optibag)
- [6]. Wahlquist, A. (2000). "OPTIBAG SYSTEM AB", Patente ES 2 144 127 T3, Jun. 1, 2000.
- [7]. Hinojosa, H. R., "Software para Diseño de Transportadores de Banda". Proyecto de titulación, Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, Ecuador. 2002. Recuperado el 23 de Abril de 2013, de <http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/4477/1/6997.pdf>
- [8]. Acosta Loyola, M. C., "Propuesta para la gestión integral de residuos sólidos en la Ciudad de Vinces, Provincia de los Ríos-Ecuador". Proyecto de titulación, Escuela Politécnica del Ejército, Los Ríos, Ecuador. Oct. 2005. Recuperado el 24 de Febrero de 2013, de <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/827>
- [9]. Grupo RUMELCA. (s.f.). *Informaciones técnicas y criterios de diseño de las cintas transportadoras*. Recuperado el 9 de Marzo de 2013, de <http://www.rulmeca.com>
- [10]. PIRELLI. (s.f.). *Manual de cálculo de cintas transportadoras*. Recuperado el 23 de Abril de 2013, de <http://es.scribd.com/doc/92226217/Manual-Cintas-Pirelli>
- [11]. Enriquez Guevara, L. A. (2008). *Banda Transportadora como modelo mecatrónico*. Recuperado el 26 de Junio de 2013
- [12]. habasit. (s.f.). *Guía de ingeniería: Cintas transportadoras con estructura de tejido*. Recuperado el 6 de Marzo de 2013, de <http://www.habasit.com/es/bandas-transportadoras.htm>

- [13]. Esbelt S.A. (s.f.). *Esbelt*. Obtenido de Productos: Perfiles: <http://www.esbelt.com/products/ProfilesDisp.php?IDM=ESP>
- [14]. Martínez Grave de Peralta, J. A. (s.f.). *Metodología de cálculo de transportadores de banda*. Recuperado el 7 de Mayo de 2013, de <http://www.monografias.com/trabajos78/metodologia-calculo-transportadores-banda/metodologia-calculo-transportadores-banda2.shtml>
- [15]. Dr. Núñez Jiménez, A., Presentación curso "*Equipamiento Mecánico y Transporte*". Ministerio de Educación Superior Instituto Superior Minero Metalurgico de MOA. Loja, Ecuador, Noviembre. 2011.
- [16]. Páez Aguinaga, H. E., & Vinuesa Carrillo, M. D., "*Diseño y construcción de un módulo didáctico para suministrar material a los sitios de trabajo por medio de una banda transportadora para una industria de manufactura, controlado por un relé lógico programable*". Proyecto de titulación, Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador. Jun. 2010. Recuperado el 12 de Julio de 2013, de <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/2184/1/CD-2935.pdf>
- [17]. CONTITECH. (s.f.). *Manual de Ingeniería: Bandas Transportadoras*. Recuperado el 18 de Junio de 2013, de CONVEYOR BELT GROUP: <http://tecnibandas.com.c25.sitepreviewer.com/wp-content/uploads/2013/03/ManualIngenieria.pdf>
- [18]. Kauman S.A. (s.f.). *RUBBER TECHNOLOGIES*. Recuperado el 12 de Julio de 2013, de [http://www.alenmultimedia.com/@demos/kauman/?sec=informacion\\_tecnica&lang=es&id\\_categoria=6](http://www.alenmultimedia.com/@demos/kauman/?sec=informacion_tecnica&lang=es&id_categoria=6)
- [19]. Beltsiflex. (s.f.). *SIBAN*. Recuperado el 1 de Mayo de 2013, de Bandas transportadoras: <http://www.siban.com/Siban/Web/home/index.asp?cod=23bde694-9b2f-45fb-a73d-36f047b06e13>
- [20]. ROTRANS S.A. (s.f.). Recuperado el 9 de Marzo de 2013, de <http://www.rulmecca.com/>
- [21]. FLENDER SIP, SIEMENS. (s.f.). *Catálogo: Reductores planetarios industriales*. Recuperado el 9 de Mayo de 2013, de [https://www.automation.siemens.com/mcms/infocenter/dokumentcenter/md/Documentsu20Catalogs/MD31.1\\_FLENDER\\_SIP\\_Standard\\_Industrie\\_Planetengetriebe\\_ES.pdf](https://www.automation.siemens.com/mcms/infocenter/dokumentcenter/md/Documentsu20Catalogs/MD31.1_FLENDER_SIP_Standard_Industrie_Planetengetriebe_ES.pdf)
- [22]. FLENDER SIEMENS. (s.f.). Reductores y motorreductores Flender. Recuperado el 9 de Mayo de 2013, de <http://jngdelecuador.com/Sitec16.pdf>
- [23]. SEW-EURODRIVE. (1995-2013). *Driving the world*. Recuperado el 14 de Mayo de 2013, de Motorreductores: <http://www.sew-eurodrive.com.co/portal/>
- [24]. ABB. (s.f.). Power and productivity for a better world. Recuperado el 16 de Julio de 2013, de Cuaderno de aplicaciones técnicas: El motor asíncrono trifásico: [http://www05.abb.com/global/scot/scot209.nsf/veritydisplay/477b5b9a47443becc125791a003ab324/\\$file/1TXA007106G0701\\_CT6.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot209.nsf/veritydisplay/477b5b9a47443becc125791a003ab324/$file/1TXA007106G0701_CT6.pdf)
- [25]. ABB Revista. (2002). Nuevos arrancadores suaves para motores trifásicos. Recuperado el 17 de Julio de 2013, de [http://library.abb.com/GLOBAL/SCOT/scot271.nsf/VerityDisplay/E7F5BEE372E4BA0BC1256DDD00347076/\\$File/56-63%20M647%20SPA.pdf](http://library.abb.com/GLOBAL/SCOT/scot271.nsf/VerityDisplay/E7F5BEE372E4BA0BC1256DDD00347076/$File/56-63%20M647%20SPA.pdf)
- [26]. SIEMENS. (s.f.). SIRIUS. Recuperado el 17 de Julio de 2013, de Arrancadores suaves 3RW40: <https://eb.automation.siemens.com/mall/es/WW/Catalog/Products/10024032?tree=CatalogTree>
- [27]. SIEMENS. (s.f.). Arrancadores suaves SIRIUS 3RW30/3RW40. Recuperado el 18 de Julio de 2013, de Manual de producto: <http://www.bamore.com.ar/manuales/sirius.pdf>
- [28]. Tapias Moreira, F., "*Estudio de la energía en el cierre dinámico de puertas*". Proyecto de titulación, Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona, España. Oct. 2011. Recuperado el 20 de Marzo de 2013, de <http://upcommons.upc.edu/pfc/handle/2099.1/14803>
- [29]. Acosta Acosta, R. (s.f.). Capítulo 2: Fundamentos de neumática, sensores y actuadores. Recuperado el 24 de Abril de 2013, de <http://blog.utp.edu.co/ricosta/files/2011/08/CAPITULO-2-NEUM%C3%81TICA-Y-ELECTRONEUMATICA.pdf>
- [30]. FESTO. (s.f.). Pneumatic & Electric Automation Worldwide. Recuperado el 20 de Marzo de 2013, de <http://www.festo.com>
- [31]. Universitat Jaume I. (s.f.). Sistemas Olehidraulics i Phneumatics. Neumática: Tema 4. Recuperado el 24 de Abril de 2013, de <https://aulavirtual.uji.es/auth/uji/alterlogin/index.php>
- [32]. Prof. Wojcysz, H. M. (2011). Proyecto y diseño electromecánico. Recuperado el 31 de Mayo de 2013, de <http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=instituto%20privado%20fray%20luis%20beltr%C3%A1n.%20proyecto%20y%20dise%C3%B1o%20electromec%C3%A1nico&source=web&cd=1&cad=rja&ved=0CCoQFjAA&url=http%3A%2Fwww.frayluisbeltran.com%2Faportes%2Fwojcysz%2FActividad>
- [33]. *Sistemas neumáticos y oleohidráulicos*. (s.f.). Recuperado el 22 de Abril de 2013, de Práctica 1: Neumática convencional: Consulta de catálogos comerciales: <http://blog.utp.edu.co/ricosta/files/2011/08/ejercicio-catalogo-SMC1.pdf>
- [34]. Renedo, C. J. (s.f.). *Neumática e Hidráulica: Actuadores Neumáticos*. Recuperado el 22 de Abril de 2013, de Universidad de Cantabria: <http://personales.unican.es/renedoc/Transparencias%20WEB/Trasp%20Neu/T12%20CILINDROS%20OK.pdf>
- [35]. SENA. (2005). *Neumática básica*. Recuperado el 20 de Marzo de 2013, de <http://es.scribd.com/doc/2741243/Elementos-neumaticos>
- [36]. Bernal, V. H. (s.f.). *Guía de trabajo 6: Componentes de la neumática*. Recuperado el 26 de Marzo de 2013, de <http://automatica.mex.tl/imagesnew/5/0/1/4/2/NEUM%C3%81TICA%20GUIA%206.pdf>
- [37]. MICRO. (s.f.). *Válvulas direccionales*. Recuperado el 26 de Marzo de 2013, de <http://www.distritec.com.ar/micro/valvulas/INTRODUCCION.pdf>
- [38]. *Guía de elaboración de un sistema de aire comprimido*. (s.f.). Recuperado el 5 de Abril de 2013, de <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5025/fichero/3.-+Dimensionamiento+de+un+sistema+de+aire+comprimido.pdf>
- [39]. Chérrez Troya, M. H., "*Rediseño del sistema de aire comprimido de la estación de bombeo- Faisanes del poliducto Esmeraldas-Quito-Macu*". Proyecto de titulación, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador. 2010. Recuperado el 5 de Abril de 2013, de <http://dspace.epoch.edu.ec/handle/123456789/905?mode=full>
- [40]. Rodríguez Gutiérrez, E. J., "*Diseño de la línea de aire comprimido para herramienta neumática en la empresa TURBOSERVICIOS de C.A., S.A.*". Proyecto de titulación, Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala. Oct. 2005. Recuperado el 5 de Abril de 2013, de [http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08\\_0471\\_M.pdf](http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0471_M.pdf)
- [41]. SICK. (s.f.). *Sensor Intelligence*. Recuperado el 23 de Abril de 2013, de <https://www.mysick.com/productfinder/en/?1045643>
- [42]. OPTEX. (2013). *Sensing Innovation*. Recuperado el 23 de Abril de 2013, de <http://www.optexamerica.com>