

**DISEÑO DE UN SISTEMA SEMIAUTOMÁTICO DE APILAMIENTO DE CAJAS DE  
CARTÓN DE PRODUCTO TERMINADO**

**JUAN SEBASTIAN BRAND BELLO  
LAURA ANDREA ORTEGA GALINDO**

**Proyecto integral para optar al título de  
INGENIERO MECÁNICO**

**Orientador**

**DIEGO FERNANDO AVENDAÑO RODRIGUEZ  
Ingeniero Mecánico**

**FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA  
FACULTAD DE INGENIERÍAS**

**PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**BOGOTÁ**

**2022**

**Nota de aceptación:**

---

---

---

---

---

---

---

---

---

**Firma del presidente del jurado**

---

**Firma del Jurado**

---

**Firma del Jurado**

## DIRECTIVOS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

**Dr. Mario Posada García-Peña**

Consejero Institucional

**Dr. Luis Jaime Posada García-Peña**

Vicerrectora Académica y de Investigaciones

**Dra. Alexandra Mejía Guzmán**

Vicerrector Administrativo y Financiero

**Dr. Ricardo Alfonso Peñaranda Castro**

Secretario General

**Dr. José Luis Macias Rodriguez**

Decana de la Facultad

**Dra. Naliny Patricia Guerra Prieto**

Directora de Programa

**Ing. María Angélica Acosta Pérez**

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

## TABLA DE CONTENIDO

	<b>pág.</b>
<b>RESUMEN</b>	15
<b>INTRODUCCIÓN</b>	16
<b>OBJETIVOS</b>	17
<b>1. GENERALIDADES</b>	18
<b>1.1 Cartón corrugado</b>	18
1.1.1 <i>Manipulación</i>	19
1.1.2 <i>Normatividad</i>	20
<b>1.2. Sistema mecánico</b>	22
1.2.2. <i>Banda transportadora con cama de rodillos</i>	22
1.2.3. <i>Banda transportadora con cama de placa</i>	22
1.2.4. <i>Transportador de rodillo vivo</i>	22
1.2.5. <i>Transportador de Cadena</i>	23
1.2.6. <i>Transportadores de gravedad</i>	23
1.2.7. <i>Sistemas de elevación</i>	23
<b>1.3. Sistema neumático</b>	24
<b>1.4. Sistema eléctrico</b>	26
1.4.1. <i>Motores eléctricos</i>	26
<b>1.5. Sistemas de paletización</b>	27
1.5.1. <i>Robots Manipuladores</i>	27
<b>2. PARÁMETROS Y ALTERNATIVAS DE DISEÑO</b>	31
<b>2.1 Parámetros de Entrada</b>	31
2.1.1 <i>Resistencia de compresión de las cajas</i>	32
<b>2.2 Variable requerida</b>	41
2.2.1 <i>Velocidad de paletización</i>	42
<b>2.3 Planteamiento de Alternativas</b>	42
2.3.1 <i>Alternativa No. 1</i>	42
2.3.2 <i>Alternativa No.2</i>	43
2.3.3 <i>Alternativa No. 3</i>	44
<b>2.4. Sistema de evaluación de alternativas</b>	46
<b>3. DISEÑO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA</b>	49
<b>3.1. Variables funcionales</b>	49

<b>3.2.</b>	<b>Variables operacionales</b>	49
<b>3.3.</b>	<b>Diagrama de caja negra</b>	49
<b>3.4.</b>	<b>Diagrama de caja gris</b>	50
<b>3.5.</b>	<b>Diagrama de bloque del proceso</b>	51
<b>3.6.</b>	<b>Identificación de sistemas y subsistemas de la máquina</b>	52
3.6.1.	<i>Banda transportadora</i>	52
3.6.2.	<i>Transportador de rodillos</i>	53
3.6.3.	<i>Sistema de organización</i>	55
3.6.4.	<i>Elevador</i>	56
<b>3.7.</b>	<b>Cálculo de capacidad de transporte del sistema</b>	57
3.7.1.	<i>Banda transportadora</i>	57
3.7.2.	<i>Transportador de rodillos</i>	59
3.7.3.	<i>Empujador de cajas</i>	61
3.7.4.	<i>Sujetador de cajas</i>	62
3.7.5.	<i>Elevador de cajas</i>	63
<b>3.8.</b>	<b>Definición de velocidad de transporte de equipos</b>	64
3.8.1.	<i>Banda transportadora</i>	64
3.8.2.	<i>Transportador de rodillos</i>	65
3.8.3.	<i>Empujador lateral</i>	66
3.8.4.	<i>Elevador</i>	67
<b>3.9.</b>	<b>Definición de la potencia consumida por sistema</b>	68
3.9.1.	<i>Banda transportadora</i>	68
3.9.2.	<i>Transportador de rodillos</i>	83
3.9.3.	<i>Empujador lateral</i>	97
3.9.4.	<i>Sistema de organización</i>	127
3.9.5.	<i>Elevador</i>	146
<b>3.10.</b>	<b>Definición de cargas de transportadores y estructura</b>	170
3.10.1.	<i>Banda transportadora</i>	170
3.10.2.	<i>Transportador de rodillos</i>	171
3.10.3.	<i>Compuertas</i>	173
3.10.4.	<i>Elevador</i>	173
<b>3.11.</b>	<b>Cálculo estructural</b>	175
3.11.1.	<i>Banda transportadora</i>	175
3.11.2.	<i>Transportador de rodillos</i>	188

3.11.3. Elevador	200
3.12. Control del sistema	221
<b>4. MANUALES DEL SISTEMA</b>	<b>233</b>
4.1. Instalación y montaje	233
4.1.1. Requerimientos de instalación	233
4.1.2. Montajes Principales	235
4.1.3. Ubicación de Actuadores	240
4.2. Operación	242
4.3. Mantenimiento	243
<b>5. EVALUACION FINANCIERA DEL SISTEMA</b>	<b>247</b>
5.1. Costos por pieza	247
5.2. Costos mano de obra	249
5.3. Costos Totales	250
5.4. Factibilidad financiera	250
5.5. Evaluación de la recuperación de la inversión	252
<b>6. CONCLUSIONES</b>	<b>253</b>
<b>BILBIOGRAFIA</b>	<b>255</b>
<b>ANEXO 1</b>	<b>260</b>

## LISTA DE FIGURAS

	pág.
<b>Figura 1.</b> Capas de cartón.	18
<b>Figura 2.</b> Método de apilado de cajas.	20
<b>Figura 3.</b> Máquina de pruebas universales.	21
<b>Figura 4.</b> Sistema neumático	25
<b>Figura 5.</b> Componentes básicos de un sistema robot manipulador	28
<b>Figura 6.</b> Clasificación de los robots	29
<b>Figura 7.</b> Resistencia a la columna como una función del ring-cru combinado	34
<b>Figura 8.</b> Resistencia a la columna como una función del ring-cru combinado	36
<b>Figura 9.</b> Resistencia a la columna como una función del ring-cru combinado	37
<b>Figura 10.</b> Resistencia a la columna como una función del ring-cru combinado	38
<b>Figura 11.</b> Resistencia a la columna como una función del ring-cru combinado	39
<b>Figura 12.</b> Resistencia a la columna como una función del ring-cru combinado	41
<b>Figura 13.</b> Alternativa No.1	43
<b>Figura 14.</b> Alternativa No.2	44
<b>Figura 15.</b> Alternativa No.3	46
<b>Figura 16.</b> Diagrama de caja negra	50
<b>Figura 17.</b> Diagrama de caja gris	51
<b>Figura 18.</b> Diagrama de bloque del proceso	52
<b>Figura 19.</b> Banda Transportadora	53
<b>Figura 20.</b> Transportador de Rodillos	54
<b>Figura 21.</b> Empujador lateral	55
<b>Figura 22.</b> Sistema de organización	56
<b>Figura 23.</b> Elevador	57
<b>Figura 24.</b> Banda Transportadora cargada	58
<b>Figura 25.</b> Transportador de rodillos cargado	60
<b>Figura 26.</b> Empujador accionado	61
<b>Figura 27.</b> Sujetador de cajas accionado	62
<b>Figura 28.</b> Carga Viva	68
<b>Figura 29.</b> Carga muerta	70



<b>Figura 30.</b> Carga inclinada sobre la banda transportadora	73
<b>Figura 31.</b> Angulo de inclinación de la banda transportadora.	75
<b>Figura 32.</b> Deflexión en bandas transportadoras.	76
<b>Figura 33.</b> Puntos de transición en bandas trasportadoras.	77
<b>Figura 34.</b> Empuje efectivo de la cinta transportadora.	78
<b>Figura 35.</b> Catálogo de motorreductores de Ramfe.	80
<b>Figura 36.</b> Relación de transmisión reductora.	81
<b>Figura 37.</b> Catálogo de Engranajes de Martin	82
<b>Figura 38.</b> Carga viva sobre el transportador de rodillos.	84
<b>Figura 39.</b> Carga muerta sobre el transportador de rodillos.	85
<b>Figura 40.</b> Carga inclinada sobre el transportador de rodillos.	89
<b>Figura 41.</b> Puntos de deflexión en transportadores de rodillos.	90
<b>Figura 42.</b> Puntos de transición en transportadores de rodillos.	91
<b>Figura 43.</b> Empuje efectivo de la cadena.	92
<b>Figura 44.</b> Catálogo de motorreductores Ramfe.	94
<b>Figura 45.</b> Relación de transmisión reductora.	95
<b>Figura 46.</b> Catálogo de Engranajes de Martin	96
<b>Figura 47.</b> Empujador lateral con cajas en posición de empuje.	98
<b>Figura 48.</b> Cadena de transmisión de potencia.	99
<b>Figura 49.</b> Catálogo de motorreductores Ramfe.	110
<b>Figura 50.</b> Relación de transmisión multiplicadora.	112
<b>Figura 51.</b> Catálogo de engranajes Martín	113
<b>Figura 52.</b> Momento sobre el eje X.	117
<b>Figura 53.</b> Momento sobre el eje Y	118
<b>Figura 54.</b> Carga en X sobre el rodamiento.	121
<b>Figura 55.</b> Carga en Y sobre el rodamiento.	122
<b>Figura 56.</b> Durabilidad del rodamiento en horas.	123
<b>Figura 57.</b> Propiedades del rodamiento SY17TF.	126
<b>Figura 58.</b> Actuador del sujetador de placas.	128
<b>Figura 59.</b> Cajas generando fricción con las placas sujetadoras.	130
<b>Figura 60.</b> Dimensiones geométricas actuador seleccionado.	131

<b>Figura 61.</b> Actuador con mecanismo de tijera en la compuerta.	135
<b>Figura 62.</b> Movimiento de las compuertas al abrirse.	138
<b>Figura 63.</b> Movimiento del actuador y la tijera para abrir la compuerta.	139
<b>Figura 64.</b> Dimensiones geométricas del actuador seleccionado.	141
<b>Figura 65.</b> Sistema de piñón-cremallera del elevador.	147
<b>Figura 66.</b> Catálogo de motorreductores Ramfe.	150
<b>Figura 67.</b> Relación de transmisión reductora.	151
<b>Figura 68.</b> Catálogo de engranajes Martín	152
<b>Figura 69.</b> Ubicación de los engranajes sobre el eje	154
<b>Figura 70.</b> Diagrama de cuerpo libre eje - Elevador	157
<b>Figura 71.</b> Momento sobre el eje X	158
<b>Figura 72.</b> Momento sobre el eje Y	159
<b>Figura 73.</b> Diagrama de cuerpo libre Rodamiento	163
<b>Figura 74.</b> Diagrama fuerzas sobre el eje X rodamiento	163
<b>Figura 75.</b> Diagrama fuerzas sobre el eje Y rodamiento	164
<b>Figura 76.</b> Durabilidad del rodamiento en horas	165
<b>Figura 77.</b> Especificaciones rodamiento SYJ 90 TF	168
<b>Figura 78.</b> Capacidad de carga rodamiento	169
<b>Figura 79.</b> Carga máxima sobre la banda transportadora.	170
<b>Figura 80.</b> Carga máxima sobre los rodillos de la banda transportadora.	171
<b>Figura 81.</b> Carga máxima sobre el transportador de rodillos.	172
<b>Figura 82.</b> Carga máxima sobre los rodillos del transportador de rodillos.	172
<b>Figura 83.</b> Carga máxima sobre las compuertas.	173
<b>Figura 84.</b> Elevador con un nivel de cajas.	174
<b>Figura 85.</b> Elevador con carga máxima encima.	174
<b>Figura 86.</b> Carga máxima sobre los rodillos de la banda transportadora.	175
<b>Figura 87.</b> Carga lineal de una caja	176
<b>Figura 88.</b> Carga lineal sobre un solo rodillo.	177
<b>Figura 89.</b> Carga puntual sobre un rodillo	180
<b>Figura 90.</b> Numero de rodillos en el perfil en C a evaluar	181
<b>Figura 91.</b> Momento flector máximo sobre el perfil en C de la banda transportadora	182

<b>Figura 92.</b> Reacción en Y sobre los apoyos para el perfil en C.	185
<b>Figura 93.</b> Carga sobre la columna de la banda transportadora.	186
<b>Figura 94.</b> Carga máxima sobre los rodillos del transportador de rodillos.	189
<b>Figura 95.</b> Carga lineal de una caja.	190
<b>Figura 96.</b> Carga lineal sobre un solo rodillo.	191
<b>Figura 97.</b> Carga puntual Total sobre un solo rodillo.	192
<b>Figura 98.</b> Numero de rodillos en el transportador de rodillos.	193
<b>Figura 99.</b> Momento flector máximo sobre el perfil en C del transportador de rodillos.	194
<b>Figura 100.</b> Reacción en y sobre el apoyo del perfil en C del transportador de rodillos.	197
<b>Figura 101.</b> Carga sobre la columna del transportador de rodillos.	198
<b>Figura 102.</b> Viga a evaluar del elevador.	201
<b>Figura 103.</b> Carga lineal de una caja.	202
<b>Figura 104.</b> Carga lineal de un nivel de cajas.	202
<b>Figura 105.</b> Carga lineal del apilado completo.	203
<b>Figura 106.</b> Carga lineal de una estiba	205
<b>Figura 107.</b> Carga lineal de una compuerta.	206
<b>Figura 108.</b> Carga lineal de una placa	207
<b>Figura 109.</b> Momento flector máximo sobre a viga del elevador.	208
<b>Figura 110.</b> Reacción en Y sobre los apoyos de la viga del elevador.	211
<b>Figura 111.</b> Carga sobre la columna del elevador	213
<b>Figura 112.</b> Carga máxima sobre una junta de tornillos.	216
<b>Figura 113.</b> Características geométricas para la soldadura.	218
<b>Figura 114.</b> Diagrama de conexión motores y contactores	222
<b>Figura 115.</b> Diagrama de conexión actuadores y válvulas.	223
<b>Figura 116.</b> Diagrama de flujo de funcionamiento del sistema	224
<b>Figura 117.</b> Ubicación de los sensores en el sistema	227
<b>Figura 118.</b> Ladder sistema de control	228
<b>Figura 119</b> Área requerida para la implementación del sistema	234
<b>Figura 120</b> Altura requerida para la implementación del sistema	235

<b>Figura 121.</b> Banda transportadora explosionada	236
<b>Figura 122.</b> Transportador de rodillos explosionado.	237
<b>Figura 123.</b> Sistema de organización explosionado.	238
<b>Figura 124.</b> Ensamblaje mecanismo de tijera	239
<b>Figura 125.</b> Elevador explosionado.	240
<b>Figura 126</b> Ubicación actuadores en el sistema	241
<b>Figura 127.</b> Participación porcentual	249

## LISTADO DE TABLAS

	pág.
<b>Tabla 1.</b> Parámetro de entrada	31
<b>Tabla 2.</b> Factor TUF	33
<b>Tabla 3.</b> Tipos de cajas de cartón	35
<b>Tabla 4.</b> Ponderación de la evaluación	47
<b>Tabla 5.</b> Requerimientos del sistema a evaluar	47
<b>Tabla 6</b> Evaluación y ponderación de los requerimientos para la evaluación	48
<b>Tabla 7.</b> <i>Evaluación de alternativas.</i>	48
<b>Tabla 8.</b> Coeficiente de fricción	72
<b>Tabla 9.</b> Tangente de varios ángulos	74
<b>Tabla 10.</b> Seno de varios ángulos.	75
<b>Tabla 11.</b> Tabla de propiedades del motorreductor seleccionado.	80
<b>Tabla 12.</b> <i>Tabla de capacidad de cadena</i>	83
<b>Tabla 13.</b> Tipo de transportadores de rodillos	88
<b>Tabla 14.</b> Tabla de propiedades del motorreductor seleccionado.	94
<b>Tabla 15.</b> Tabla de capacidad de cadena	97
<b>Tabla 16.</b> Tabla de valores de K dependientes de D.	101
<b>Tabla 17.</b> Tabla de coeficientes de fricción entre materiales.	108
<b>Tabla 18.</b> Tabla de propiedades del motorreductor seleccionado.	111
<b>Tabla 19.</b> <i>Tabla de capacidad de cadena</i>	114
<b>Tabla 20.</b> Capacidad de carga del rodamiento.	125
<b>Tabla 21.</b> Tabla de coeficientes de fricción entre materiales.	129
<b>Tabla 22.</b> Tabla de propiedades del actuador seleccionado.	132
<b>Tabla 23.</b> Tabla de coeficientes de fricción entre materiales.	137
<b>Tabla 24.</b> <i>Tabla de propiedades del actuador seleccionado.</i>	141
<b>Tabla 25.</b> Tabla de propiedades del compresor seleccionado.	146
<b>Tabla 26.</b> Tabla de propiedades del motorreductor seleccionado.	150
<b>Tabla 27.</b> Tabla de capacidad de la cadena	153
<b>Tabla 28.</b> Tabla de factor de impacto de las cajas.	178
<b>Tabla 29.</b> Tabla de propiedades del perfil en C seleccionado.	184

<b>Tabla 30.</b> Tabla de propiedades del perfil en C del transportador de rodillos.	196
<b>Tabla 31.</b> Tabla de propiedades de perfiles tubulares cuadrados.	210
<b>Tabla 32.</b> Tabla de tentativa de peso de los perfiles.	212
<b>Tabla 33.</b> Tabla comparativa de carga máxima sobre los apoyos de cada elemento.	221
<b>Tabla 34.</b> Entradas del PLC	225
<b>Tabla 35</b> Salidas del PLC	226
<b>Tabla 36.</b> Tabla de datos del sistema de apilamiento de cajas por paletizado.	233
<b>Tabla 37</b> Condiciones de seguridad del sistema	242
<b>Tabla 38.</b> Tabla de vida útil de los componentes.	243
<b>Tabla 39</b> Inspecciones autónomas para realizar	244
<b>Tabla 40</b> Inspecciones especializadas para realizar	245
<b>Tabla 41</b> Causa-fallas el sistema	246
<b>Tabla 42.</b> Costos por pieza	247
<b>Tabla 43.</b> Participación porcentual	248
<b>Tabla 44.</b> Mano de Obra	250
<b>Tabla 45.</b> Costo Total.	250
<b>Tabla 46.</b> Sistema de apilamiento de cajas manual	251
<b>Tabla 47.</b> Sistema de apilamiento de cajas semiautomático	251
<b>Tabla 48.</b> Diferencia de capacidad entre escenarios	251
<b>Tabla 49.</b> Escenario con sistema manual de apilamiento de cajas	252
<b>Tabla 50.</b> Escenario con sistema semiautomático de apilamiento de cajas	252
<b>Tabla 51.</b> Reducción de costos de nomina	252

## **RESUMEN**

Este proyecto tiene como fin, el diseño de un sistema semiautomático de apilamiento de cajas de cartón, que consta de 5 secciones siendo la primera una banda transportadora que eleva las cajas, seguida por un transportador de rodillos que posiciona las cajas, luego un empujador lateral que agrupa las cajas, luego un sistema neumático el cual apila las cajas sobre la última sección que es un elevador de piñón-cremallera de donde se puede retirar la pila de cajas con estiba armada; con el cual se busca mejorar las condiciones a las que se enfrentan los operarios diariamente al momento de apilar las cajas en la industria, el proyecto se enfoca en la prevención de accidentes de los operarios al realizar sus labores y adicionalmente contribuye al mejoramiento en tiempos de alistamiento manteniendo intacta la integridad del producto al momento de empacar.

Palabras clave: diseño, industria, alistamiento, integridad, semiautomático.

## INTRODUCCIÓN

Actualmente la industria manufacturera en los países latinoamericanos, no se encuentra completamente automatizada, lo que genera accidentes a causa del mal manejo de los productos, un claro ejemplo de esto son los procesos de empaquetamiento y almacenamiento de productos químicos que terminan en desastres por errores humanos y esto puede terminar en accidentes laborales como fatiga física, pequeños traumatismos, lesiones crónicas, fracturas y contusiones.

La automatización de los procesos industriales es un aspecto en el que Colombia ha venido trabajando según la encuesta realizada por la Andi el 82,8% de los empresarios realizaron inversiones para automatizar sus procesos, con estas inversiones las industrias buscan reducir costos y generar nuevos ingresos [1]. La industria de la manufactura se compone de pequeñas, medianas y grandes empresas las cuales se diferencian por su capacidad de adquisición, la cual es mayor en las grandes industrias generando una ventaja para la inversión en procesos de automatización lo que reduce costos en los procesos de producción, haciendo que las pequeñas y medianas empresas no puedan competir y para compensar las producciones se generan sobrecargas laborales para lograr competir con las grandes empresas.

El diseño y la implementación de un sistema semiautomático de apilamiento de cajas para la manipulación de cargas reducirá el riesgo de accidentes laborales y permitirá la interacción de los operadores y las máquinas para que en conjunto se reduzcan los riesgos y se mejore la eficiencia del proceso en cuanto a tiempos y calidad de la entrega final.

La finalidad del proyecto presentado a continuación es diseñar un sistema semiautomático de apilamiento de cajas que permite supervisar todo el proceso, para tener un control en todas las operaciones críticas, adicionalmente el sistema contará con la accesibilidad necesaria para facilitar su mantenimiento y su intervención en caso de ser requerido.



## OBJETIVOS

### Objetivo general

Diseñar un sistema semiautomático de apilamiento de cajas de cartón de producto terminado.

### Objetivos Específicos

- Definir los parámetros de diseño requeridos para dar solución al problema planteado.
- Proponer alternativas de solución y evaluación de estas para seleccionar la más viable.
- Diseño en detalle de la alternativa seleccionada.
- Elaborar manuales de montaje, operación y mantenimiento del sistema.
- Realizar una evaluación de factibilidad financiero.

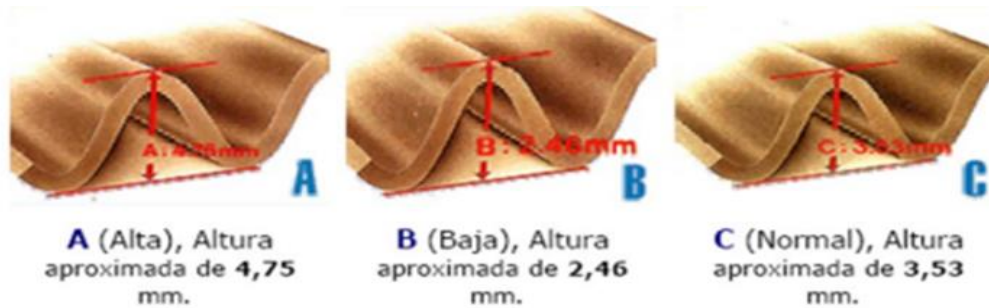
## 1. GENERALIDADES

### 1.1 Cartón corrugado

El cartón corrugado es un material compuesto principalmente por 3 capas de cartón, las cuales son dos capas lisas de cartón que actúan tanto como pared interna como pared externa y una capa que está en medio de estas que es un cartón ondulado o flauta, siendo esta flauta la característica principal del cartón corrugado y siendo la capa de la cual depende la resistencia a la compresión del cartón, esta flauta puede ser de 3 tipos diferentes, como se muestra en la figura 1 [13]

**Figura 1.**

*Capas de cartón.*



**Nota.** Se muestran los tres tipos de flautas y sus alturas correspondientes Tomado de: I. Martínez Sartorius, Cartón corrugado pruebas a producto terminado”, tesis pre., Institución Politécnico Nacional, México D.F., México, 2009. [En línea]. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/jspui/handle/123456789/3988>. Acceso: mayo 10, 2020.

“La flauta A es rígida, tiene un poder amortiguador y buena resistencia a la compresión sobre el canto, en virtud del gran grosor del cartón.” [13] lo cual nos deja claro que esta se utiliza en casos donde se manejan productos pesados, con una buena amortiguación, también teniendo en cuenta que es la más costosa de los 3 tipos.

“La flauta B tiene una buena resistencia al aplastamiento en plano debido al número de canales por unidad lineal de medición, pero poca rigidez dado el reducido grosor que tiene.” [13] Esta flauta nos permite manejar cargas altas a compresión, pero su manejo es un poco delicado al tener poca rigidez, lo cual es un poco problemático para el manejo que le queremos dar en el proyecto.

“La flauta C cronológicamente es posterior a los ondulados a y b, este tipo de onda apareció como una mejor adecuación entre precio/consumo de papel/calidad (resistencia), dotada de una buena resistencia al aplastamiento en plano (flat crush) y a la compresión vertical (BCT) de ahí su popularidad en Europa.” es una flauta que también maneja buenas cargas a compresión y que aparte de eso, tiene un excelente costo.

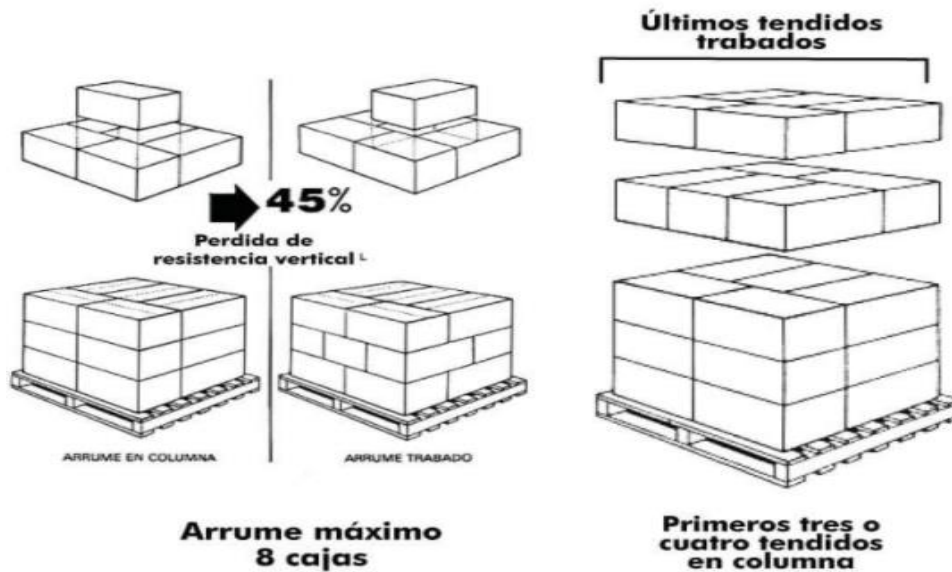
Adicionalmente a esto existen cajas de cartón corrugado con doble flauta, generalmente se utilizan flautas B y C combinadas, debido a que el costo aumentaría demasiado si se mezclara con flautas de tipo A, esta combinación obtiene como resultado una resistencia a la compresión muy superior a cualquier tipo de flauta en solitario, adicional que corrige el problema de rigidez que tiene la flauta tipo C. [13]

### **1.1.1 Manipulación**

Para evitar el desplome de las estibas es fundamental tener en cuenta la carga correcta que estas resisten y la normalización de contenedores y estibas presenta una forma de optimizar la manera en que se constituyen las unidades de carga, ya que permite colocar unas cajas sobre otras, aprovechando así la mayor cantidad de espacio disponible. [14] La mayor resistencia vertical de las cajas se concentra en las esquinas. Al apilar en columna haciendo coincidir las esquinas, se obtiene el máximo aprovechamiento de esta propiedad [14] en la figura 2 se observa la manera correcta que se debe emplear en el apilado de cajas.

**Figura 2.**

*Método de apilado de cajas.*



**Nota.** Se observa un arrume de cajas en el cual coinciden las esquinas, lo que hace que exista una mayor resistencia vertical de las cajas Tomado de: GAMMA, "Manipulación, almacenamiento, despacho y transporte de cajas con producto, [En línea]. Disponible: <https://www.gamma.com.co/manipulacion-almacenamiento-despacho-transporte-cajas-producto/> . Acceso: junio 10, 2020.

### **1.1.2. Normatividad**

Las normas mencionadas a continuación rigen las pruebas a compresión del cartón para conocer la resistencia a la compresión que dependiendo del tipo de flauta del cartón y el número de capas que posee, esto es sumamente importante para conocer la manipulación que se le debe dar a las cajas es decir cuantas cajas se pueden apilar y la presión que resiste cada una de ellas cuando estas son manipuladas por placas, garras, etc.

1.1.2.a. Norma DIN EN ISO 3037 o TAPPI T 811. Esta norma nos da todas las condiciones bajo las cuales se tiene que realizar el ensayo de compresión de cantos (ECT), ensayo que nos brinda la información acerca de la resistencia del cartón corrugado con onda recta. En este ensayo es esencial que la fuerza que se aplica en el

cartón se aplique de forma vertical sobre la probeta que también estará ubicada de forma vertical. [13]

1.1.2. b. Norma TAPPI T 839 [g],.Esta norma utiliza el método de ensayo de la abrazadera para determinar la fuerza de compresión que ocurre de forma paralela a las flautas de una columna corta sencilla, doble o triple de cartón corrugado. En el método de ensayo se describen procedimientos para cortar la muestra para la prueba, un procedimiento para el soporte de la muestra y dos para aplicar el ensayo de compresión. Para realizar esta prueba de ensayo se necesita una máquina precisa de pruebas de compresión con una capacidad de fuerza no menor a 500 lb.

En la figura 3 se muestra un ejemplo de una máquina de pruebas de precisión que cumple con estas especificaciones necesarias para este ensayo. [13]

**Figura 3.**

*Máquina de pruebas universales.*



**Nota:** Máquina de pruebas de tensión y compresión de columna sencilla, para analizar materiales metálicos y no metálicos “Family Electromechanical Universal Test Machines” Tomado de: TESTRESOURCES. (), “PSTC-101 Peel Adhesion Test Equipment for Pressure-Sensitive Tape (PSA)”, [En línea]. Disponible en: <https://www.testresources.net/applications/standards/pstc/pstc-101-afera-5001-test-equipment-machines-fixtures-peel-adhesion-of-pressure-sensitive-tape-psa/>. Acceso: Octubre 25, 2020.

## **1.2. Sistema mecánico**

Los sistemas mecánicos están constituidos por un conjunto de elementos o componentes cuya función es transformar los distintos tipos de energía en movimiento desde las fuentes que lo generan [14].

En este proyecto uno de los sistemas mecánicos que más se utilizarán serán los transportadores, dentro de los cuales podemos encontrar varias clasificaciones descritas a continuación:

### ***1.2.2. Banda transportadora con cama de rodillos***

Son un tipo de banda en donde la cinta transporta los productos por encima de unos rodillos, estos rodillos van sueltos y su movimiento es generado por medio de una cinta, la cual es tensada por un rodillo tensor en el final de la banda y tiene movimiento gracias a un rodillo conductor que va conectado al motor, es el tipo de banda más utilizada en la industria. [15]

### ***1.2.3. Banda transportadora con cama de placa***

Es un tipo de banda en el que la cinta tiene una placa metálica debajo, esta placa generalmente va soldada al chasis de la banda y puede contar con algún refuerzo estructural en la parte inferior, según la carga que vaya a manejar; la cinta es tensada por un rodillo tensor y tiene movimiento gracias a un rodillo conductor que va conectado al motor, se usa comúnmente en el transporte de paquetes grandes como maletas de viaje en los aeropuertos y productos en la industria empacados en cajas. [15]

### ***1.2.4. Transportador de rodillo vivo***

Este tipo de transportador se mueve generalmente por medio de cadenas, no todos sus rodillos están unidos a la cadena, generalmente un tercio de los rodillos se dejan sueltos y se les conoce como rodillos “locos”, estos rodillos permiten que el producto mantenga su impulso mientras va pasando de rodillo motriz en rodillo motriz, esto se hace con la finalidad de que haya menos elementos conectados a la cadena, por lo cual habrá menos trabamientos en la misma; lo cual disminuye la potencia necesaria en el motor para generar movimiento en el transportador. [15]

### **1.2.5. Transportador de Cadena**

Este tipo de transportador contempla todos los elementos encadenados como base no solo los eslabones, también utiliza una serie de perfiles en T encadenados unos a los otros para llevar los productos encima, son principalmente utilizados cuando se necesita que el transportador de muchas curvas o tenga muchas subidas y bajadas, estas cadenas son tensadas por rodillos tensores y tienen rodillos motrices que son los que generan el movimiento de la cadena. [15]

### **1.2.6. Transportadores de gravedad**

Es un tipo de transportador que no necesita una fuente de poder, su movimiento es generado por la fuerza del hombre que lo impulsa, lo que hace que la persona no tenga que cargar el peso de los productos que transporta, o por medio de la gravedad al ponerlo en ángulo, para ello se utilizan materiales con bajos coeficientes de fricción que permitan que el peso del mismo producto sea lo que genere el movimiento. [15]

### **1.2.7. Sistemas de elevación**

En la actualidad existen una gran variedad de sistemas de elevación, los cuales son utilizados principalmente en los sectores industriales y de construcción. Algunos de los principales son los siguientes:

1.2.6.a Grúas torre: Son utilizadas principalmente en obras de construcción para la elevación de carga y en ocasiones de personal. Su campo de trabajo es de 360° alrededor de donde son instaladas y permiten mover cargas de varias toneladas, además alcanzan alturas de hasta 200-300m. [10]

1.2.6.b. Elevadores hidráulicos de tijera: Se caracterizan por su baja velocidad de desplazamiento y una baja capacidad de carga, además de que su altura de trabajo generalmente es muy limitada por la poca estabilidad que ofrece este sistema, principalmente es usado para que los operarios puedan realizar un trabajo a la altura deseada. [10]

1.2.6.c. Puentes grúa: Son instalados dentro de las fábricas industriales y astilleros, su movimiento es lento, pero alcanza a levantar cargas de varias decenas de toneladas y se desplaza sobre las tres direcciones espaciales. [10]

1.2.6.d Sistemas piñón-cremallera: Son maquinas que pueden alcanzar una gran velocidad de desplazamiento y una gran altura, dependiendo de la plataforma que se les ponga pueden cargar personas y carga o solamente carga, esto depende del uso que se le dé, pero son capaces de levantar grandes cargas con completa estabilidad. [10]

### **1.2.7. Reductores de velocidad**

Son equipos compactos formados internamente por engranajes, teniendo como entrada un eje que recibe el movimiento del motor a una velocidad elevada como 1800 rpm, 3600 rpm, etc. Existen de diferentes tipos dependiendo del mecanismo interno utilizado, estos tipos son:

1.2. 7.a. Reductores de velocidad sinfín-corona: Estos reductores tienen como eje de entrada un tornillo sinfín que al girar está en contacto con una corona dentada, el coeficiente de reducción en ese sistema va en función de los dientes de la corona. Una de sus principales ventajas es que, si el motor se llega a quedar sin energía y no hacer rotar del eje reductor, la máquina se parará del todo, esto dependiendo de la máquina que esté moviendo será muy útil, ya que será un sistema de seguridad con el que se podrá contar. [16]

1.2.7.b. Reductor de velocidad de engranajes: Es un conjunto de engranajes donde cada engranaje que está conectado tiene una relación de tamaño para reducir la velocidad engranaje a engranaje hasta conseguir sacar la velocidad deseada. Son muy eficientes, tienen poco mantenimiento y un tamaño reducido. [16]

1.2.7.c. Reductor de velocidad cicloidal: Es un sistema que tiene una leva excéntrica y un conjunto de cojinetes, un disco cicloidal y un eje de salida. Tiene menos fricción que el sistema de engranajes. [16]

1.2.7.d. Reductores de velocidad planetario: Está formado por varias ruedas dentadas que giran entre un anillo y un piñón llamado sol en su centro. Tiene muchos más dientes en contacto al mismo tiempo, lo que permite manejar torques mayores. [16]

### **1.3. Sistema neumático**

Los sistemas neumáticos son frecuentemente utilizados en la industria, debido a que presenta grandes ventajas a la hora de automatizar procesos. Algunas de estas ventajas son que no contamina, porque trabajan mediante aire comprimido que después de ser

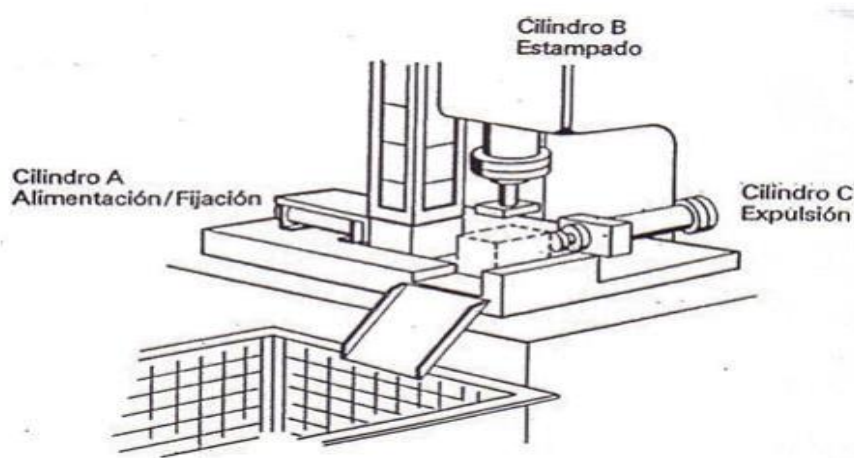


usado puede ser liberado directamente a la atmósfera, lo que facilita su uso en ambientes difíciles. El aire comprimido no es afectado por temperatura, polvo o corrosión.

El diseño de estos sistemas es simple debido a que opera únicamente empujando o jalando alguna pieza o de producto, esto también facilita el tipo de sensores que necesita para operar y la lógica de dichos sistemas, reduciendo costos en cuanto a toda su configuración [17]

Se implementa en una gran variedad de industrias como las productoras de cualquier tipo de producto embotellado, en donde se utiliza para poner sellos, tapas, empaquetar y apilar dichas botellas, en industrias que manejan una amplia gama de productos al participar en el proceso de separación de productos, esto en una banda transportadora mediante sensores y empujando algún tipo de placa y en la industria del ensamblaje moviendo piezas, dando forma a piezas mediante presión, juntando piezas para facilitar otros procesos.[11] En la figura 4 se puede ver un sistema neumático.

**Figura 4.**  
*Sistema neumático*



**Nota.** Sistema neumático de marcado o estampado de piezas tomado de: vizcaíno “teoría, de la intuición a los métodos diagramas de fase y señales permanentes”, disponible: <http://ingenierovizcaino.com/ecci/aut1/corte2/taller%20clase%20cas cada.pdf>, acceso: febrero 18, 2021.

## **1.4. Sistema eléctrico**

Tiene como función principal proveer la energía eléctrica necesaria para que los accesorios o máquinas eléctricas funcionen y arranquen de manera correcta. Son esenciales dentro de la industria debido a la gran variedad de equipos, sistemas y procesos que clasifican dentro de este campo, se pueden ver desde sensores, alarmas y herramientas pequeñas como una sierra de mano, hasta el sistema eléctrico de toda la empresa, pasando por transformadores, tornos, fresadoras, entre miles de equipos.

El accesorio más utilizado en la industria son los motores eléctricos debido a que es una máquina rotaria diseñada para transformar la energía eléctrica en energía mecánica de rotación.

### **1.4.1. Motores eléctricos**

Todos los motores son máquinas que transforman un tipo de energía que reciben en la entrada, en energía mecánica en su salida. La clasificación usual de los motores eléctricos es la siguiente:

1.4.1.a. Motor de corriente continua: Se utiliza en las aplicaciones que necesiten regular continuamente la velocidad del eje y en casos que se necesite un par elevado para el arranque. [18]

1.4.1.b. Motor de inducción: su funcionamiento va ligado al fenómeno de la inducción magnética, proceso que genera la transmisión energética del estator al rotor, esto producido en el entrehierro, que es donde actúan los campos magnéticos inductor e inducido. Por esto son llamados motores de inducción, no necesitan de nada externo para empezar a rotar. [18]

Dentro de los motores de inducción tenemos el motor trifásico de inducción el cual tiene tres fases repartidas en la circunferencia del núcleo magnético, de forma que la distancia que separa cada una de las fases es de  $120^\circ$ , lo cual genera según el teorema de Ferraris, un campo magnético rotativo o giratorio en el entrehierro de la máquina. Estos motores son los más utilizados en la industria actualmente por ser motores simples, robustos y de bajo costo.

## **1.5. Sistemas de paletización**

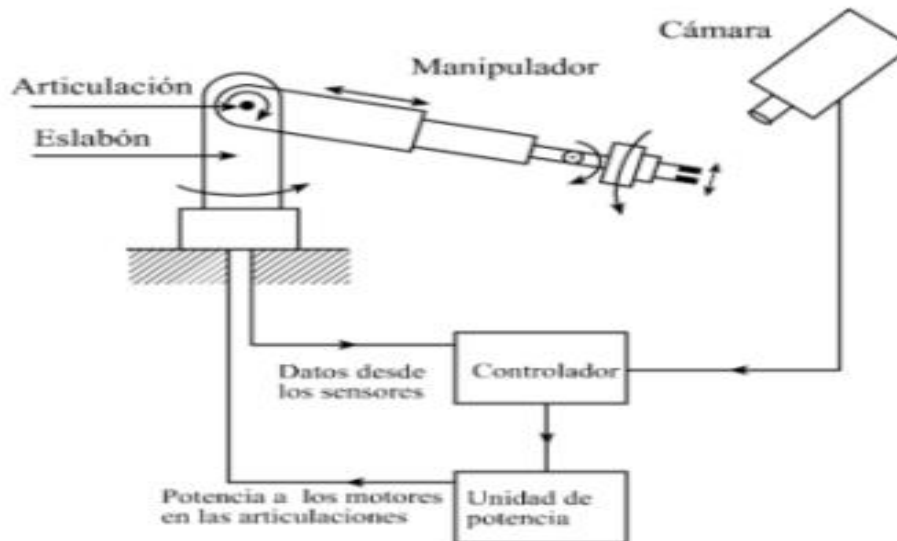
Es un sistema logístico con el fin de agrupar cajas sobre una estiba para unificar la carga y hacerla más sencilla de transportar, ya que tiene una gran versatilidad en el manejo de cajas, estos sistemas se dividen en dos, paletizado con robot y paletizado mecánico, los dos se basan en el mismo principio de llevar las cajas que se van a apilar por transportadores de rodillos, lo que cambia es que el paletizado por robot se realiza por medio de un robot con garra que levanta las cajas y las apila completamente, mientras que el mecánico tiene empujadores laterales que desplazan las cajas a través de los transportadores y estos son los que los elevan para conseguir el paletizado deseado, este último se especializa en paletizado de cargas pesadas. [19]

### **1.5.1. Robots Manipuladores**

Rafael Iñigo y Enric Vidal en su libro [20] indican que un robot manipulador que opere de manera individual y autónoma, necesita de unos componentes básicos: Un brazo el cual consiste de varias articulaciones mecánicas que le permiten rotar y desplazarse, actuadores que generan el movimiento del brazo, sensores de posición que le permitirán ubicarse espacialmente y ubicar el objeto con el que van a trabajar y un controlador que recibe la información dada por los sensores de posicionamiento y permite dar y recibir las órdenes o comandos necesarios para la realización de su trabajo, esta orden es enviada directamente a la fuente de potencia la cual da el movimiento al brazo [20][21]. En la figura 5 se observan los componentes básicos de un robot manipulador.

**Figura 5.**

*Componentes básicos de un sistema robot manipulador*



**Nota:** Componentes de un robot manipulador Tomado de: E. Iñigo, Rafael Vidal, robots industriales manipuladores. Cataluña: edicion de universidad politécnica de cataluña, 2002. Disponible en: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/libro?codigo=18295>. Acceso: febrero 20. 2021.

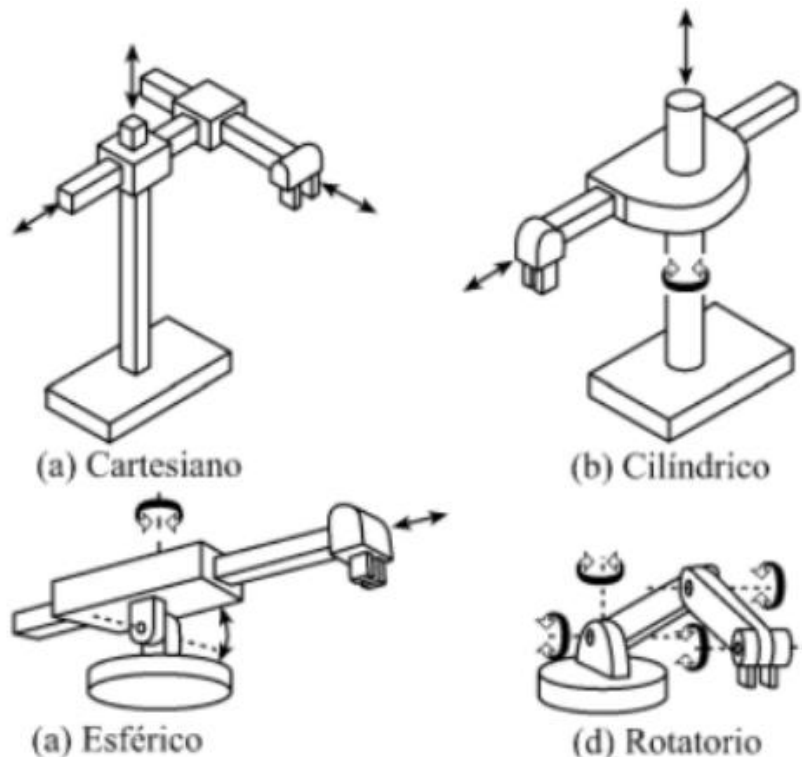
1.5.1.a. Clasificación de robots manipuladores: Una manera de hacer una clasificación de los robots es mediante los grados de libertad que este maneja, teniendo en cuenta que la mayoría cuenta con cinco o seis grados de libertad que se distribuyen entre el brazo y el sistema de agarre. Las cuatro configuraciones que más se han implementado en el mundo práctico son: cartesiano, cilíndrico, esférico y rotatorio, como se muestra en la figura 6.

- Cartesiano: esta configuración cuenta con tres ejes lineales perpendiculares entre sí, lo cual a pesar de que le quita mucha flexibilidad le permite gran precisión dentro de su área de trabajo.
- Cilíndrico: Es bastante similar a la cartesiana, pero basa sus prioridades de funcionamiento en lo opuesto a la cartesiana, perdiendo gran precisión a cambio de una mayor flexibilidad en su sistema.

- Esférico: Cuenta con dos grados de rotación y uno de desplazamiento y está enfocada en el manejo de cargas grandes.
- Rotatorio: Cuenta con una gran flexibilidad lo que les otorga una gran adaptabilidad a diferentes ambientes de trabajo, pero con la limitación de que no cuenta con un alto grado de precisión ni puede manejar cargas muy pesadas [21].

**Figura 6.**

*Clasificación de los robots*



**Nota.** Clasificación de los robots manipuladores Tomado de: E. Iñigo, Rafael Vidal, robots industriales manipuladores. Cataluña: edición de universidad politécnica de cataluña, 2002. Disponible en: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/libro?codigo=18295> . Acceso: febrero 20, 2021.

La visión que nos da el investigador Fernando Reyes Cortés en su libro [21] es que estos robots constan de una configuración más simple al trabajar con sus características de manera lineal, especializándose en aplicaciones de corte, graficadoras, taladros

automáticos, plotters, mesas de coordenadas, entre otras, con lo que podemos concluir que definir sus límites de movimiento es más sencillo y efectivo que con otras configuraciones de robots, para ayudar así a reducir su área de trabajo.

## 2. PARÁMETROS Y ALTERNATIVAS DE DISEÑO

A continuación, se realizará una evaluación de los parámetros necesarios para plantear las alternativas que puedan dar solución al objetivo principal del proyecto.

### 2.1 Parámetros de Entrada

Para el planteamiento de las alternativas, su selección y su diseño se utilizaron los parámetros de entrada que permitieran limitar sus dimensiones, velocidades, potencias y funcionalidad que se encuentran en la Tabla 1 que fueron definidas con el objetivo de mejorar el rendimiento del proceso de apilado de cajas manual que nos indica la ARL SURA en su documento sobre la guía de buenas prácticas en la manipulación de cargas[22].

**Tabla 1.**

*Parámetro de entrada*

PARAMETROS	CANTIDAD	UNIDAD
Cantidad de cajas por nivel	4	cajas
Cantidad de cajas por estiba	12	cajas
Tiempo en la banda transportadora	14	segundos
Tiempo en el transportador de rodillos	6	segundos
Tiempo en el empujador	3	segundos
Tiempo con las cajas suspendidas	6	segundos
Altura máxima de la estiba a manejar	1,73	metros
Tiempo de alistamiento de estiba	60	segundos

**Nota.** En la tabla se encuentran los parámetros de entradas con las cantidades y unidades a manejar.

### **2.1.1 Resistencia de compresión de las cajas**

Las cajas que se utilizaran en las pruebas por aplastamiento a compresión son cajas que se pueden encontrar en empresas como Bayer, Panasonic, Carvajal, entre otras, para empacar sus respectivos productos

Para hallar la resistencia de compresión de las cajas a lo largo del capítulo se nombrarán los siguientes conceptos:

- Prueba de aplastamiento de bordes: Mide la fuerza máxima de compresión tapafondo que soporta una caja antes de fallar al estar sometida a fuerzas externas, por medio de esta prueba se determina la carga que soporta encima una caja armada.
- Anillo de aplastamiento de la línea: Es una prueba que se hace al papel que hace el recubrimiento a la sección corrugada del cartón, se sostienen las paredes laterales del cartón en sentido vertical mediante un anillo y una plataforma va aplastándolas hasta que el cartón falla.
- Anillo de aplastamiento medio: Es una prueba que se hace a la sección corrugada del cartón, se sostiene con un anillo de manera vertical mientras una plataforma la va comprimiendo hasta que falla por aplastamiento.
- Ring-cru combinado: Es un valor combinado que combina los dos valores de la prueba de aplastamiento por anillo para poder utilizarse en la prueba de aplastamiento de bordes.
- Cajas de rollos janel: Es un tipo de caja de cartón que se utilizó para la prueba de aplastamiento de bordes.
- Caja NDY-7: Es un tipo de caja de cartón que se utilizó para la prueba de aplastamiento de bordes [13].

Una vez aclarados estos términos se procede a calcular la resistencia a la compresión de las cajas, con el fin de saber cuál es la fuerza que podemos aplicar para manipularlas y para saber cuántas cajas resiste a la hora de formar el apilado.

Para hallar la resistencia a la compresión primero se calcula el valor teórico de la prueba de aplastamiento de los bordes con la siguiente ecuación (1) [13]:



### **Ecuación 1.**

*Prueba de aplastamiento de bordes*

$$ECT = \left( 0,80 \times (RCL1 + RCL2 + (RCM \times TUF)) \right) + 12$$

Esta ecuación cambia de la siguiente manera en (2) al utilizarse en cartones de doble flauta:

### **Ecuación 2.**

*Prueba de aplastamiento de bordes doble flauta*

$$ECT = \left( 0,80 \times (RCL1 + RCL2 + RC3 + (RCM1 \times TUF + RCM2 \times TUF)) \right) + 12$$

Donde:

ECT = prueba de aplastamiento de bordes

RCL = anillo de aplastamiento de la línea

RCM = anillo de aplastamiento del medio

TUF = Factor de la flauta

El valor de TUF que depende de cada tipo de flauta se encuentra en la tabla 2:

**Tabla 2.**

*Factor TUF*

<b>Tipo de flauta</b>	<b>Factor TUF</b>
A	1,54
B	1,32
C	1,43

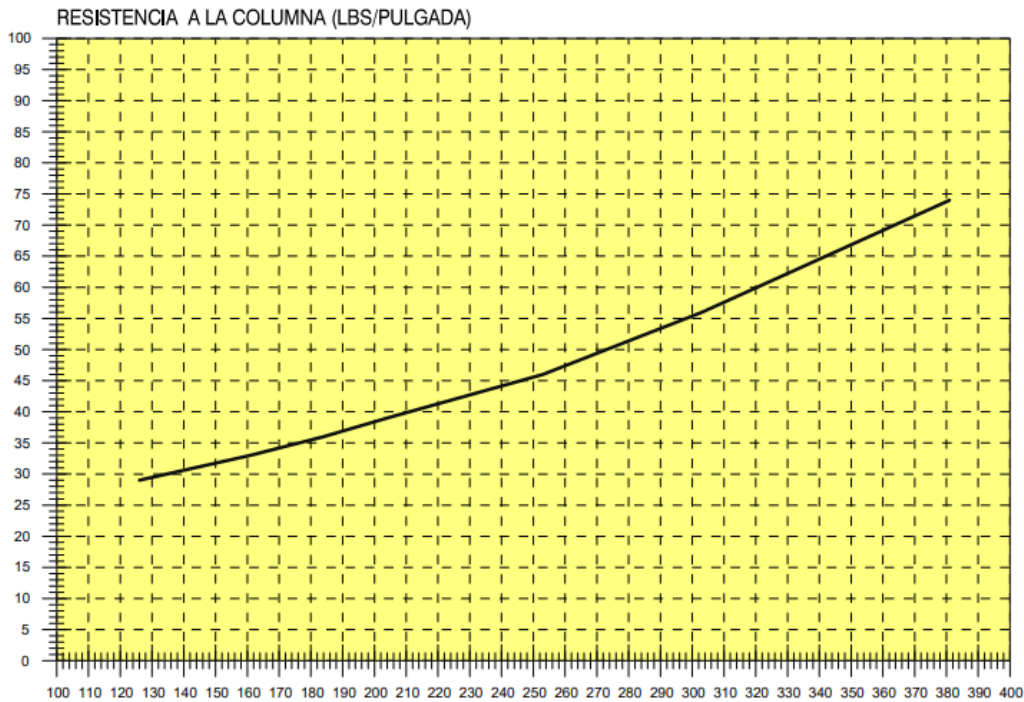
**Nota.** Valores del factor TUF según el tipo de flauta.

Para cada caja los valores de RCL y RCM cambian dependiendo de sus propiedades.

El valor obtenido de la prueba de aplastamiento de bordes se busca en el eje x de la Figura 7, se intercepta con la curva y se halla el valor equivalente de ECT en el eje y.

**Figura 7.**

*Resistencia a la columna como una función del ring-cru combinado*



**Nota.** Resistencia a la columna (lbs/in). Tomado de: I. Martínez Sartorius, *Cartón corrugado pruebas a producto terminado*, tesis pre., Institución Politécnica Nacional, México D.F., México, 2009. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/jspui/handle/123456789/3988> . Acceso: febrero 23, 2021.

Con este valor se debe hallar el valor de la compresión que resiste la caja armada que se halla con la siguiente formula (3) [13]:

**Ecuación 3.**

Resistencia a la compresión de la caja

$$BCT = 5,82 \times ECT \times \sqrt{(Cal \times Pm)}$$

Donde:

BCT = compresión que resiste la caja armada

Cal = calibre

Pm = perímetro

En la tabla 3 se muestran los tipos de cajas para esta prueba.

**Tabla 3.**

*Tipos de cajas de cartón*

Tipos de cajas de cartón	Flautas	Tipo de flauta	Calibre (in)
Caja tap-5	1	C	0,164
Caja par dos rollos de janel	1	C	0,172
Caja NDY-7	1	C	0,164
Caja de cartón de alto desempeño	1	C	0,164
Caja de cartón agrícola	2	B y C	0,271

**Nota.** En la tabla se presentan los tipos de cajas utilizados en estas pruebas.

Para el caso de la caja tap-5 la prueba de aplastamiento de bordes da de la siguiente manera sabiendo que esta caja tiene una flauta tipo C, se reemplazan los valores en (1):

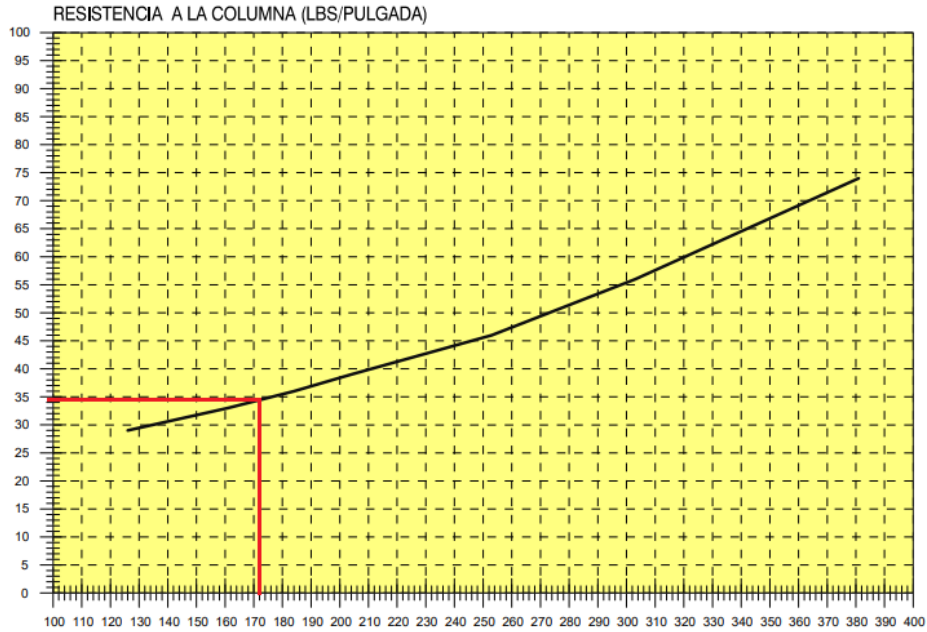
$$ECT = \left( 0,80 \times (80 + 70 + (35 \times 1,43)) \right) + 12$$

$$ECT = 172,04 \text{ Kg/cm}^2$$

Este valor de 172,04 Kg/cm<sup>2</sup> se busca en la Figura 8.

**Figura 8.**

*Resistencia a la columna como una función del ring-cru combinado*



**Nota.** Resistencia a la columna (lbs/in). Tomado de: I. Martínez Sartorius, *Cartón corrugado pruebas a producto terminado*”, tesis pre., Institución Politécnico Nacional, México D.F., México, 2009. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/jspui/handle/123456789/3988> . Acceso: febrero 23, 2021.

Da como resultado que el valor equivalente de ECT para la caja tap-5 es 34

Para la caja tap-5 el valor de la compresión que resiste la caja armada se calcula reemplazando en (3):

$$BCT = 5,82 \times 34 \times \sqrt{(0,164 \times 204)}$$

$$BCT = 1144,56 \text{ Lb}$$

$$BCT = 565,32 \text{ Kg}$$

Para el caso de la caja par dos rollos halen la prueba de aplastamiento de bordes da de la siguiente manera sabiendo que esta caja tiene una flauta tipo C, se reemplazan los valores en (1):

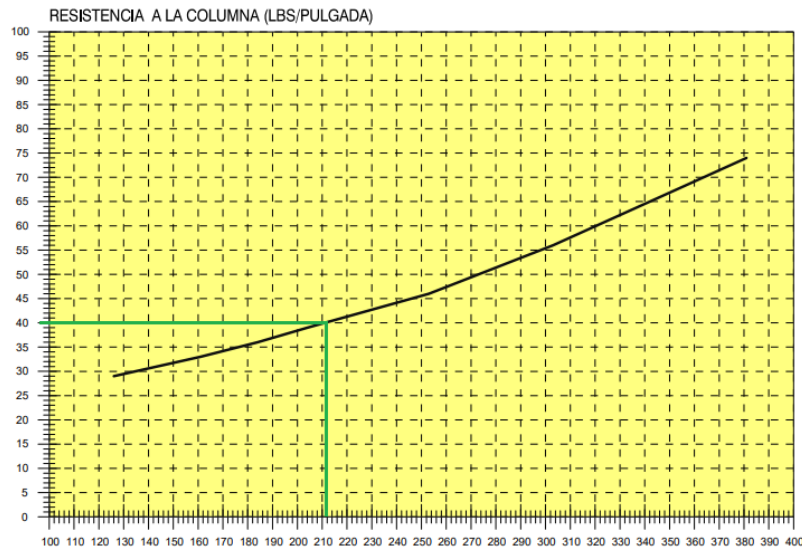
$$ECT = (0,80 \times (100 + 100 + (35 \times 1,43))) + 12$$

$$ECT = 212,04 \text{ Kg/cm}^2$$

Este valor de 212,04 Kg/cm<sup>2</sup> se busca en la Figura 9.

**Figura 9.**

*Resistencia a la columna como una función del ring-cru combinado*



**Nota.** Resistencia a la columna (lbs/in). Tomado de: I. Martínez Sartorius, *Cartón corrugado pruebas a producto terminado*, tesis pre., Institución Politécnico Nacional, México D.F., México, 2009. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/jspui/handle/123456789/3988> . Acceso: febrero 23, 2021

Da como resultado que el valor equivalente de ECT para la caja par dos rollos janel es 40.

Para la caja par dos rollos janel el valor de la compresión que resiste la caja armada se calcula reemplazando en (3):

$$BCT = 5,82 \times 40 \times \sqrt{(0,172 \times 204)}$$

$$BCT = 1378,99 \text{ Lb}$$

$$BCT = 681,11 \text{ Kg}$$

Para el caso de la caja NDY-7 la prueba de aplastamiento de bordes da de la siguiente manera sabiendo que esta caja tiene una flauta tipo C, se reemplazan los valores en (1):

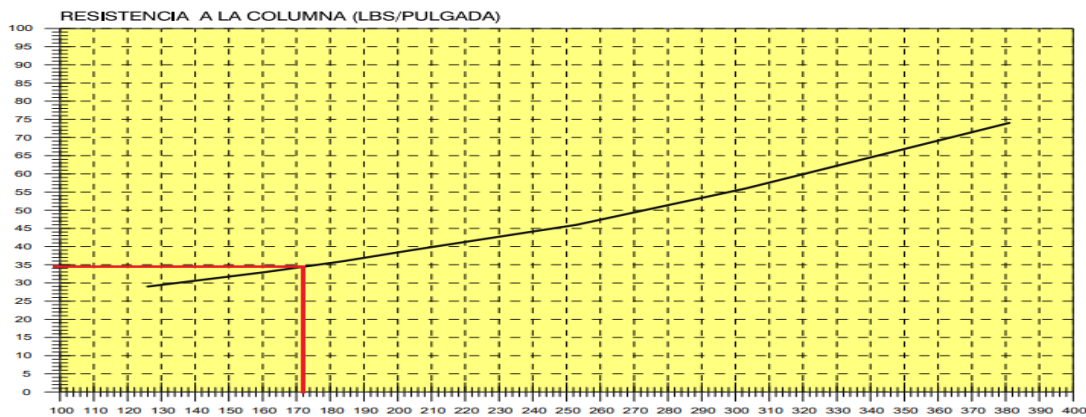
$$ECT = (0,80 \times (80 + 70 + (35 \times 1,43))) + 12$$

$$ECT = 172,04 \text{ Kg/cm}^2$$

Este valor de 172,04 Kg/cm<sup>2</sup> se busca en la Figura 10.

**Figura 10.**

*Resistencia a la columna como una función del ring-cru combinado*



**Nota.** Resistencia a la columna (lbs/in). Tomado de: I. Martínez Sartorius, *Cartón corrugado pruebas a producto terminado*, tesis pre., Institución Politécnica Nacional, México D.F., México, 2009. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/jspui/handle/123456789/3988> . Acceso: febrero 23, 2021.

Da como resultado que el valor equivalente de ECT para la caja NDY-7 es 34

Para la caja NDY-7 el valor de la compresión que resiste la caja armada se calcula reemplazando los valores en (3):

$$BCT = 5,82 \times 34 \times \sqrt{(0,164 \times 204)}$$

$$BCT = 1144,56 \text{ Lb}$$

$$BCT = 565,32 \text{ Kg}$$

Para el caso de la caja de cartón de alto desempeño la prueba de aplastamiento de bordes da de la siguiente manera sabiendo que esta caja tiene una flauta tipo C, se reemplazan los valores en (1):

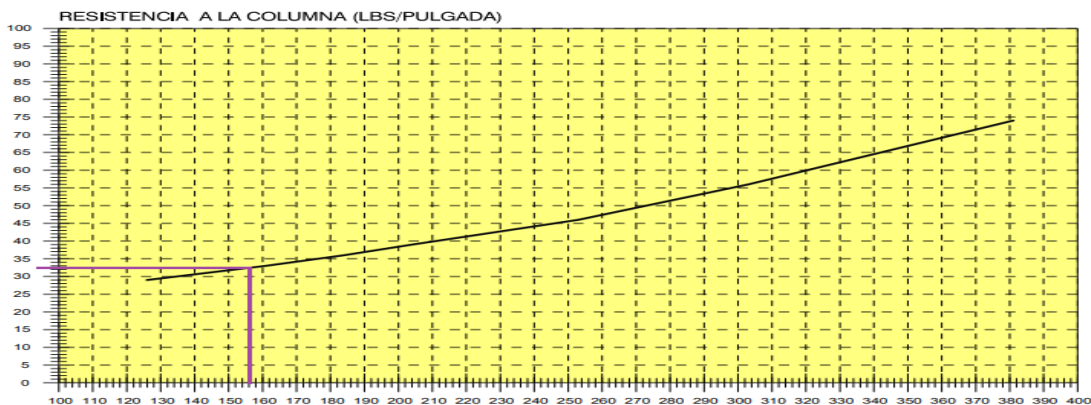
$$ECT = \left( 0,80 \times (70 + 70 + (28 \times 1,43)) \right) + 12$$

$$ECT = 156,03 \text{ Kg/cm}^2$$

Este valor de 156,03 Kg/cm<sup>2</sup> se busca en la Figura 11.

### Figura 11.

*Resistencia a la columna como una función del ring-cru combinado*



**Nota.** Resistencia a la columna (lbs/in). Tomado de: I. Martínez Sartorius, *Cartón corrugado pruebas a producto terminado*, tesis pre., Institución Politécnico Nacional, México D.F., México, 2009. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/jspui/handle/123456789/3988> . Acceso: febrero 23, 2021.

Da como resultado que el valor equivalente de ECT para la caja de cartón de alto desempeño es 32,5

Para la caja de cartón de alto desempeño el valor de la compresión que resiste la caja armada se calcula reemplazando en (3):

$$BCT = 5,82 \times 32,5 \times \sqrt{(0,164 \times 204)}$$

$$BCT = 1094,06 \text{ Lb}$$

$$BCT = 540,38 \text{ Kg}$$

Para el caso de la caja de cartón agrícola desempeño la prueba de aplastamiento de bordes da de la siguiente manera sabiendo que esta caja tiene doble flauta tipo B y tipo C, se reemplazan los valores en (2):

$$ECT = \left( 0,80 \times (80 + 70 + 70 + (35 \times 1,32 + 35 \times 1,43)) \right) + 12$$

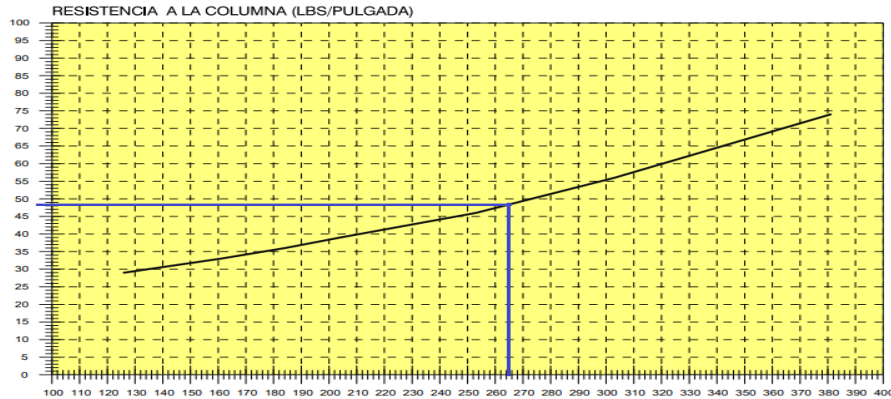
$$ECT = 265 \text{ Kg/cm}^2$$

Este valor de 265 Kg/cm<sup>2</sup> se busca en la Figura 12.



**Figura 12.**

*Resistencia a la columna como una función del ring-cru combinado*



**Nota.** Resistencia a la columna (lbs/in). Tomado de: I. Martínez Sartorius, *Cartón corrugado pruebas a producto terminado*, tesis pre., Institución Politécnico Nacional, México D.F., México, 2009. Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/jspui/handle/123456789/3988> . Acceso: febrero 23, 2021

Da como resultado que el valor equivalente de ECT para la caja de cartón agrícola es 48  
Para la caja de cartón agrícola el valor de la compresión que resiste la caja armada se calcula reemplazando en (3):

$$BCT = 5,82 \times 48 \times \sqrt{(0,164 \times 204)}$$

$$BCT = 2077,13 \text{ Lb}$$

$$BCT = 1025,94 \text{ Kg}$$

Se selecciono para el uso la caja de cartón de alto desempeño que tiene la resistencia a la compresión más baja, esto debido a que la carga que necesitamos poner sobre las cajas no es tan alta, al ser pilas de 3 niveles la caja que está en la base que es la que soporta la carga mayor solo soporta dos cajas que son 40Kg un valor menor al que estas cajas están diseñadas para soportar.

## 2.2 Variable requerida

A continuación, se plantea la variable principal del objetivo, que es el tiempo que dura el paletizado manual y la ventaja que tendrá hacerlo semiautomático.

### **2.2.1 Velocidad de paletización**

En el Manual de Logística de Paletización [22] se realizó un estudio en el cual se buscaba comparar el desempeño de la manipulación tradicional, la manipulación asistida y la manipulación paletizada, esto con el fin de demostrar el desempeño que ofrece la paletización con respecto a otros sistemas de manipulación. Para este proyecto el experimento aplica de manera perfecta debido a que las condiciones del experimento son muy similares, siendo casi las mismas condiciones, debido a que se están manejando paquetes de 20 kg en una distancia no mayor a los 5 m, dando como resultados tiempos de manipulación manual de 100 paquetes en 72 minutos con tres operarios de apoyo. Dejándonos, así como objetivo principal mejorar el tiempo y reducir el riesgo. Por este motivo un tiempo prudente y seguro para la paletización asistida por parte de nuestro sistema es de 144 cajas de 20 kg en 60 minutos.

### **2.3 Planteamiento de Alternativas**

En este proyecto se plantean 3 alternativas, teniendo en cuenta la viabilidad de todas las opciones, con el fin de poder evaluar de igual manera las alternativas planteadas y seleccionar cuál se acomoda mejor o tiene un mejor desempeño de acuerdo con los parámetros de evaluación establecidos. Esta alternativa será la que desarrollada a profundidad.

#### **2.3.1 Alternativa No. 1**

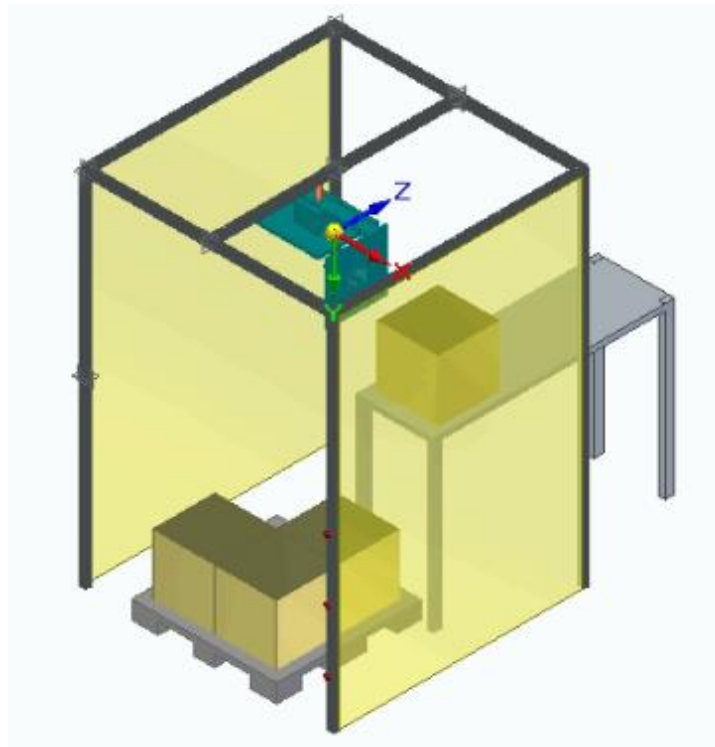
En la figura 13 se encuentra la alternativa No.1, la cual se compone por una estructura que cuenta con una pinza de vacío, la estructura está hecha con perfiles estructurales de aluminio, en la parte superior cuenta con uniones para darle mejor soporte a la estructura y adicionalmente permite hacer uso de unos rieles que se desplazan por las caras internas de los perfiles de manera vertical, adicionalmente tiene un perfil estructural que atraviesa la parte superior de la estructura.

En la parte superior cuenta con una viga que sirve como soporte y se utilizará como riel de la pinza de vacío que entrega las cajas, con la cual se espera un transporte confiable y seguro tanto para las cajas como para los operarios que se encuentren cerca del sistema.

El sistema contará con sensores de posición para las cajas, los cuales van a medir los niveles de las cajas para que de acuerdo con las coordenadas la pinza pueda ir armando los tres niveles, nuestro sistema contará con cuatro cajas por nivel y la estiba se completará con un total de tres niveles.

**Figura 13.**

*Alternativa No.1*



**Nota.** Sistema con pinza de succión y movimiento cartesianos.

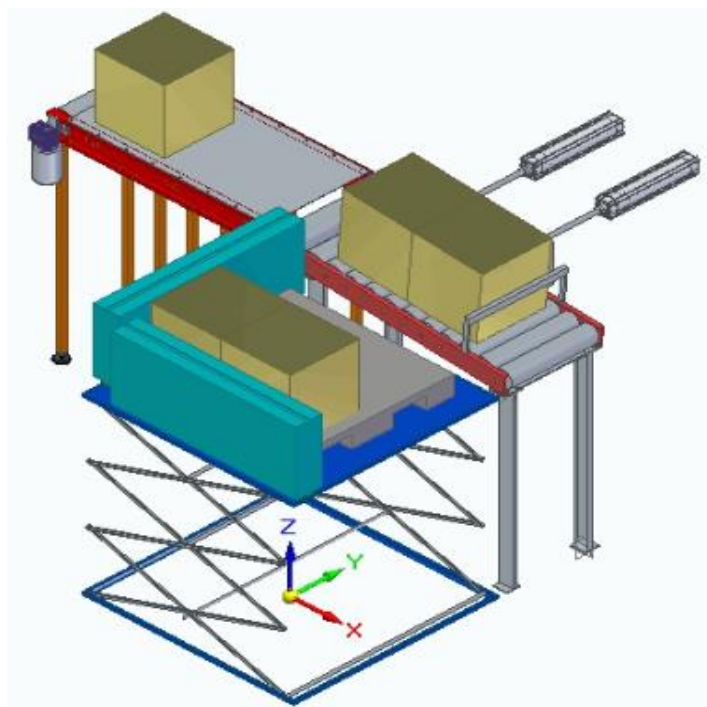
### **2.3.2 Alternativa No.2**

En la figura 14 se observa un sistema electroneumático que se encuentra ubicado en el final de la línea de producción donde llegan cajas por medio de una banda transportadora las cuales serán entregadas en grupos de dos cajas al apilador por medio de un empuje ejercido a través de actuadores neumáticos cada nivel en el apilador es de cuatro cajas, al completar un nivel el elevador de apilamiento irá bajando para completar el siguiente nivel.

El elevador cuenta con dos topes que se conectarán en la misma placa en donde se ubica la estiba, será un tope lateral y uno trasero, esto con el fin de garantizar la seguridad de las cajas y el producto que contienen, estos topes serán posicionados manualmente por los operarios a medida que el sistema vaya apilando, para ser posicionados contarán con unos carriles en los que se encajarán, finalmente la estiba apilada podrá ser retirada por un montacargas directamente del elevador de tijera. El elevador de tijera contará con sensores a sus lados que le indicarán cuando se complete cada nivel de apilamiento y su funcionamiento será ejecutado por medio de un cilindro electrohidráulico.

**Figura 14.**

*Alternativa No.2*



**Nota.** Sistema con empujadores neumáticos y elevador hidráulico.

### **2.3.3 Alternativa No. 3**

En la Figura 15 se encuentra la alternativa No.3 es un sistema que empieza por una banda transportadora con tres secciones diferentes, la primera sección con cama de

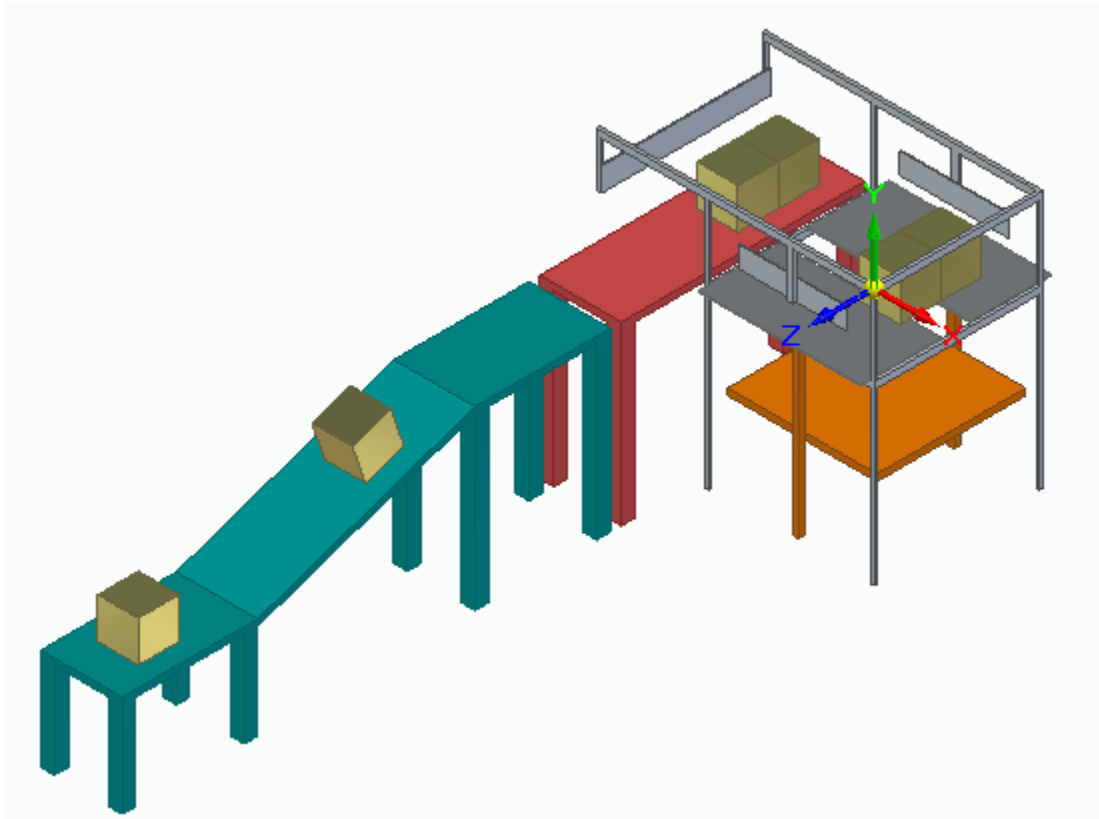
rodillos, donde va conectado el motor a una polea motriz, esta primer sección es donde llegan las cajas que se van a apilar, la segunda sección es una sección inclinada con cama de placa, esta segunda sección es la encargada de llevar las cajas a la altura donde trabaja el sistema de apilamiento, y la tercer sección es una sección con cama de rodillos la cual entrega las cajas a un transportador de rodillos que es totalmente independiente.

En el transportador de rodillos se cuenta con un tope al final para que se acumulen dos cajas, al acumularse dichas cajas una placa empujara de manera lateral las cajas y las dejara sobre dos compuertas, este proceso se repetirá y al tener 4 cajas sobre las compuertas se alinearan por medio de dos placas; que son empujadas por medio de actuadores neumáticos que las prensarán momentáneamente en el aire para que se puedan abrir las compuertas de debajo; por medio de un sistema de tijera el cual es accionado por dos actuadores neumáticos.

Cuando las compuertas se encuentren abiertas, las placas que mantienen las cajas en el aire entregarán las cajas y las dejaran caer sobre la estiba, un elevador accionado con sistema de piñón-cremallera bajara la estiba con las cajas cargadas, este proceso se repetirá 3 veces para llenar una estiba, una vez la estiba se encuentre cargada será retirada con la ayuda de un montacargas.

**Figura 15.**

*Alternativa No.3*



**Nota.** Sistema con empujador eléctrico, sujetadores neumáticos y elevador de carga.

#### **2.4. Sistema de evaluación de alternativas**

Para realizar la evaluación de las alternativas se tomará como referencia la técnica QFD [23] que consiste en crear una matriz con los requerimientos de nuestro diseño como se muestra en la tabla 57, a los cuales se les asignará una numeración, esta numeración se utiliza para relacionar cada requerimiento entre sí y ver si uno afecta a otro (Ej. el requerimiento 1 tiene relación con el requerimiento 5) si tienen relación se les coloca un uno en el cruce y si no se coloca un 0 como se evidencia en la tabla 6. Una vez relacionados todos los requerimientos se hace una suma de forma horizontal para saber cuán relacionado está con los otros cada uno de los requerimientos, se suma el total de estas relaciones y se procede a dividir cada relación por el total y multiplicarlo por 100 obteniendo el porcentaje de importancia que tiene cada requerimiento dentro del diseño.

Una vez tenemos los porcentajes de los requerimientos procedemos a evaluar cada alternativa con respecto a estos requerimientos, dando una calificación como se muestra en la tabla 4. Una vez calificada cada alternativa se obtiene un total y la alternativa que obtenga el menor valor es la alternativa que se selecciona debido a que tiene un mejor rendimiento en comparación a las otras alternativas.

**Tabla 4.**

*Ponderación de la evaluación*

Tabla de ponderación	
1	bajo
2	medio
3	alto

**Nota.** Valores utilizados en la evaluación de las alternativas.

**Tabla 5.**

*Requerimientos del sistema a evaluar*

#	Requerimientos	Porcentaje
1	Consumo de energía	4.00%
2	Riesgo de manejo de producto	8.00%
3	inseguridad (del personal)	12.00%
4	peso (gripper)	12.00%
5	Cantidad de piezas	14.00%
6	Complejidad del mantenimiento	14.00%
7	Costo	12.00%
8	Tamaño	12.00%
9	Alimentaciones sistemas auxiliares	12.00%
	Total	100.00%

**Nota.** Requerimientos para la evaluación de alternativas.

**Tabla 6***Evaluación y ponderación de los requerimientos para la evaluación*

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Total	Ponderación	Porcentaje
1	0	0	0	0	0	0	1	0	1	2	0.04	4.00%
2	0	1	1	1	0	0	0	1	1	4	0.08	8.00%
3	0	1	1	1	1	1	0	1	1	6	0.12	12.00%
4	0	1	1	1	1	1	1	1	0	6	0.12	12.00%
5	1	1	1	0	1	1	1	1	1	7	0.14	14.00%
6	1	0	1	1	1	1	1	1	1	7	0.14	14.00%
7	1	0	0	1	1	1	1	1	1	6	0.12	12.00%
8	0	1	1	1	1	1	1	0	0	6	0.12	12.00%
9	1	1	1	0	1	1	1	0	0	6	0.12	12.00%
Total										50	1	100.00%

**Nota.** Requerimientos para la evaluación de alternativas.**Tabla 7.***Evaluación de alternativas.*

CRITERIOS DE EVALUACION	PORCENTAJE	ALTERNATIVA No.1 (PINZA)		ALTERNATIVA No.2 (SISTEMA)		ALTERNATIVA No.3 (SISTEMA)	
		Calificación	Valor	Calificación	Valor	Calificación	Valor
Consumo de energía	4.00%	2	0.08	2	0.08	2	0.08
Riesgo de manejo de producto inseguridad (del personal)	8.00%	1	0.08	1	0.08	1	0.08
peso (gripper)	12.00%	1	0.12	3	0.36	1	0.12
Cantidad de piezas	12.00%	3	0.36	2	0.24	1	0.12
Complejidad del mantenimiento	14.00%	3	0.42	2	0.28	3	0.42
Costo	14.00%	3	0.42	3	0.42	2	0.28
Tamaño	12.00%	3	0.36	2	0.24	3	0.36
Alimentaciones sistemas auxiliares	12.00%	3	0.36	2	0.24	3	0.36
<b>TOTAL</b>		<b>22</b>	<b>2.56</b>	<b>20</b>	<b>2.3</b>	<b>18</b>	<b>2.06</b>

**Nota.** Evaluación de alternativas.

En la tabla 7 de evaluación de las alternativas dio como resultado que la alternativa 3 con el menor valor total es más confiable porque en los valores de seguridad para el operario y seguridad para el manejo del producto fue la que obtuvo menor riesgo, adicionalmente a pesar de su gran tamaño tiene un consumo de energía moderado y un mantenimiento no muy complejo, disminuyendo esto sus costos de operación.



### **3. DISEÑO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA**

Al determinar los sistemas necesarios para la realización de la alternativa seleccionada, se tiene en cuenta como variables de entrada del sistema la energía eléctrica, la energía mecánica y la energía neumática, estas en conjunto nos ayudaran con la manipulación de las cajas a través de todo el sistema, todo esto con la ayuda de un sistema de control con el cual se va a dirigir todo el proceso.

#### **3.1. Variables funcionales**

- Dimensiones de las cajas a trabajar: 51cmx51cmx51cm
- Peso de la caja: 20 Kg
- Cantidad de cajas por nivel: 4 cajas
- Cantidad de niveles por estiba: 3 niveles
- Altura de la estiba apilada: 1,8 m
- Altura máxima del sistema: 3,5 m
- Área máxima por ocupar del sistema: 25 m<sup>2</sup>

#### **3.2. Variables operacionales**

- Tiempo que tarda en recorrer una caja la banda transportadora: 14 s
- Tiempo que tarda en recorrer una caja el transportador de rodillos: 6 s
- Tiempo que tarda el empujador lateral en llevar dos cajas a posición: 3 s
- Tiempo que tardan las placas sujetadoras en ir a sujetar las cajas: 2 s
- Tiempo que duran las placas sujetando las cajas: 4 s
- Tiempo que tardan las compuertas en abrirse: 2 s
- Tiempo que tarda el elevador en cambiar de posición: 3 s

#### **3.3. Diagrama de caja negra**

Para realizar el diseño de caja negra que se muestra en la Figura 16 se tuvo en cuenta las siguientes variables de entrada y de salida, junto con los insumos necesarios para que el sistema que transforme las variables pueda trabajar.

**Figura 16.**

*Diagrama de caja negra*



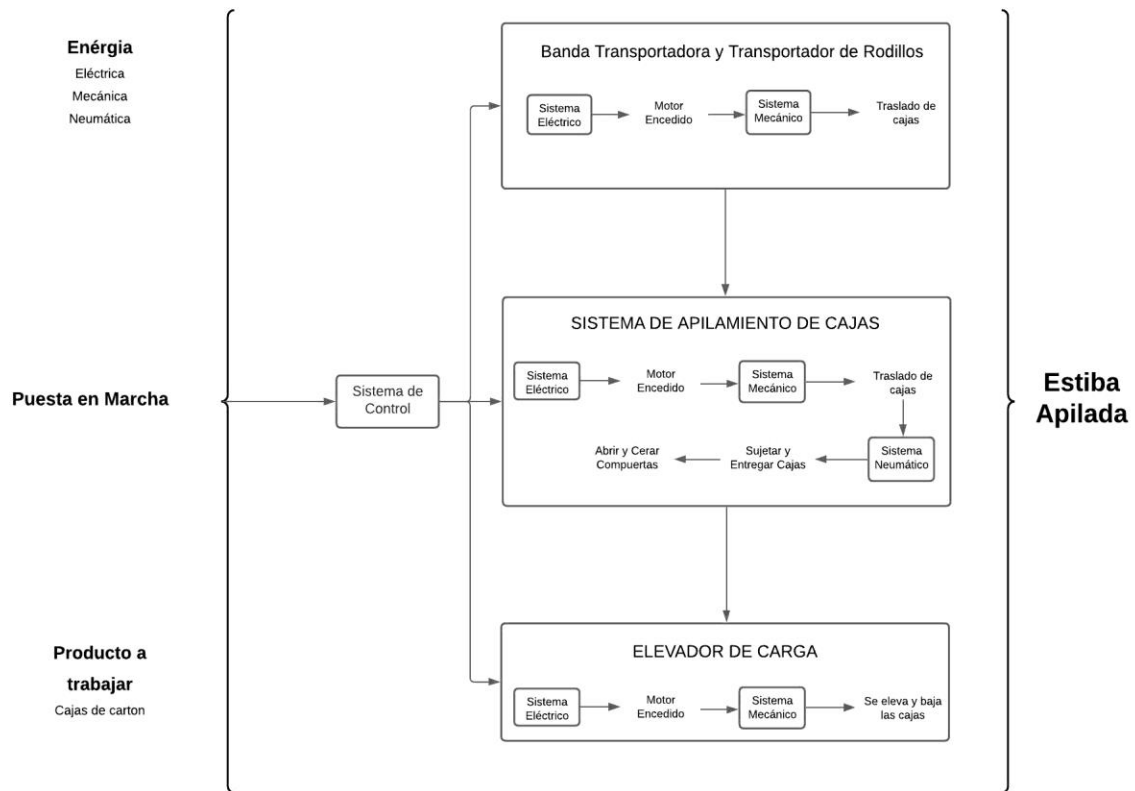
**Nota.** Diagrama de caja negra general del proceso.

### 3.4. Diagrama de caja gris

Para realizar el diseño de caja gris se tomaron en cuenta las siguientes fuentes de alimentación, mostrando como estas conectan sistema a sistema y el paso del producto, en este caso las cajas de cartón dentro de estos sistemas, hasta llegar al producto terminado que es la estiba apilada tal como se muestra en la figura 17.

**Figura 17.**

*Diagrama de caja gris*



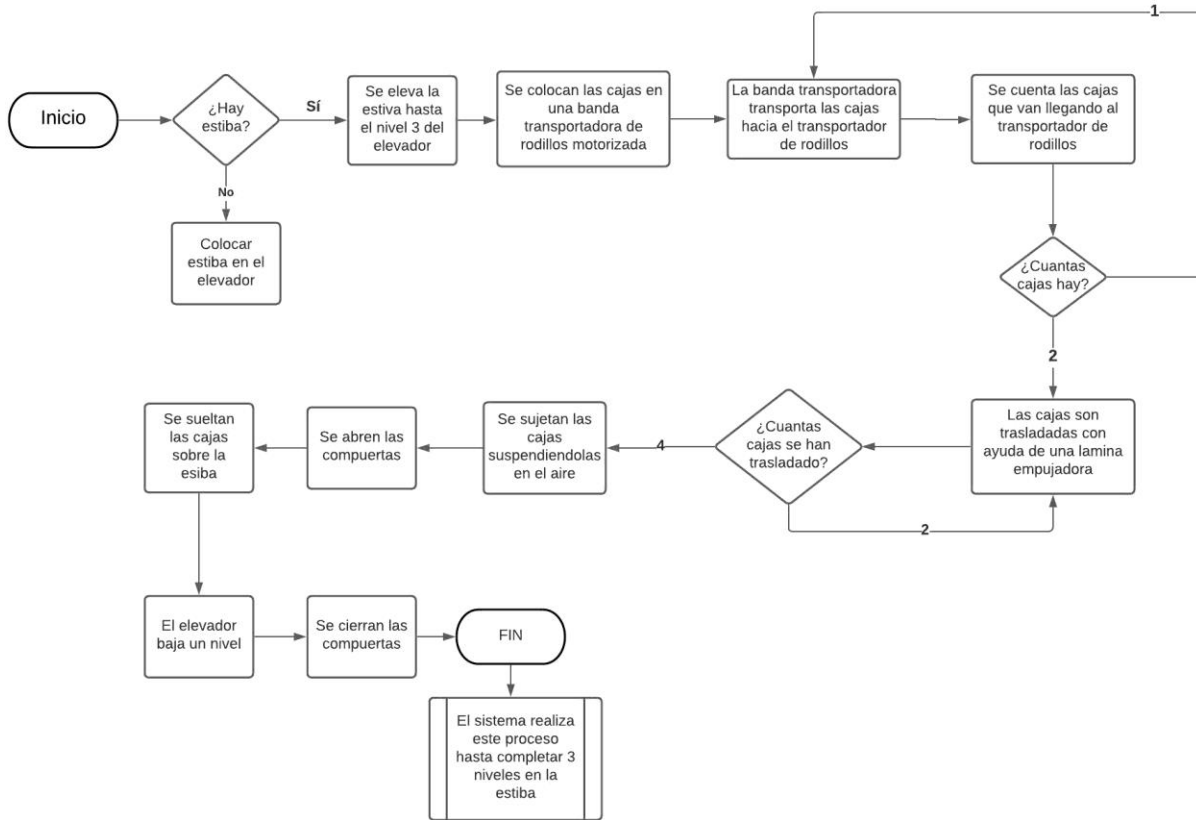
**Nota.** Diagrama de caja gris por sistemas del proceso.

### 3.5. Diagrama de bloque del proceso

En la figura 18 se indica el proceso que realizara cada subsistema para lograr apilar las cajas en una estiba.

**Figura 18.**

*Diagrama de bloque del proceso*



**Nota.** Diagrama de proceso en cada etapa del sistema.

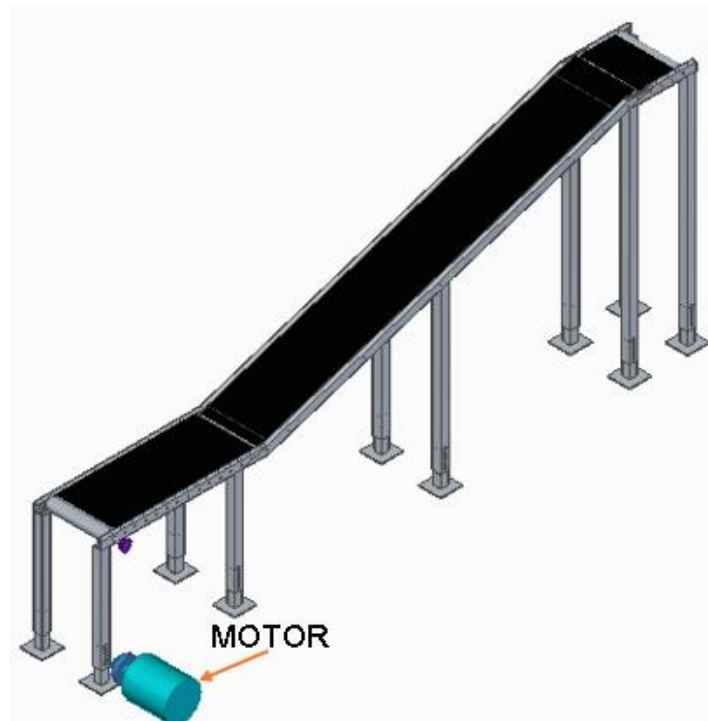
### 3.6. Identificación de sistemas y subsistemas de la máquina

El sistema de apilamiento de cajas está conformado por una banda transportadora que recibe las cajas en el final de la línea de producción y las traslada hasta el sistema de apilamiento

#### 3.6.1. Banda transportadora

En la figura 19 se encuentra la banda transportadora empieza en el final de la línea de producción y lleva las cajas al inicio del sistema de apilamiento. Manejando la transmisión por medio de la polea conductora y la cinta transportadora, que le transmite el movimiento a todos los rodillos.

**Figura 19.**  
*Banda Transportadora*



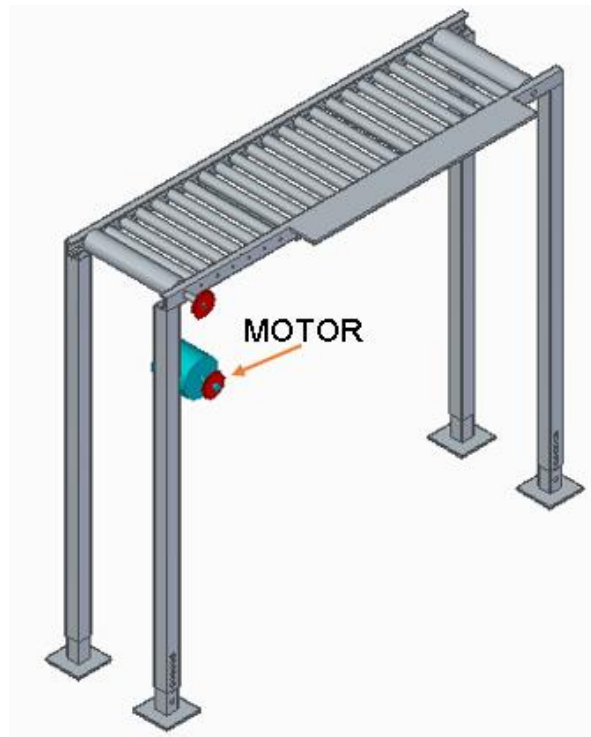
**Nota.** En la figura se puede evidenciar la ubicación del motor utilizado para el funcionamiento de la banda transportadora.

### **3.6.2. Transportador de rodillos**

En la figura 20 se muestra un transportador de rodillos que funciona con una transmisión por cadena, lleva las cajas hasta el punto en donde se empiezan a separar los niveles de apilamiento, acumulando de a dos cajas en el final del transportador.

**Figura 20.**

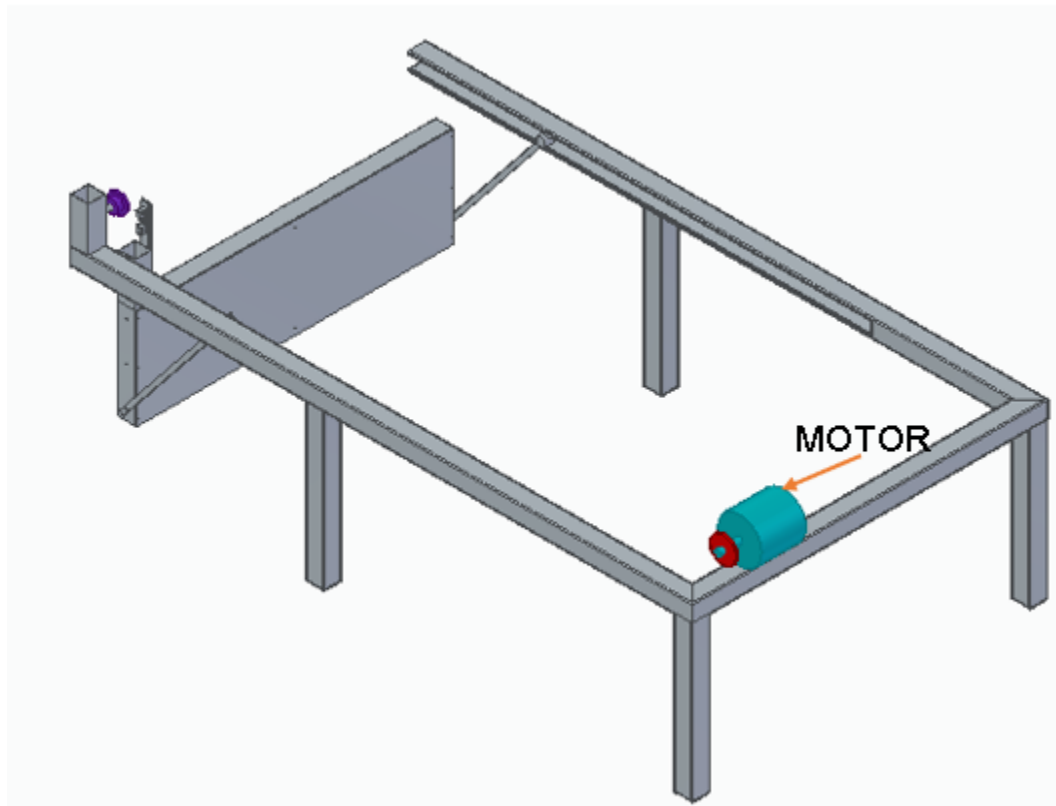
*Transportador de Rodillos*



**Nota.** En la figura se evidencia la ubicación del motor del transportador. Empujador lateral.

En la figura 21 se muestra el empujador lateral que consta de una placa que es movida a través de unos rieles por un motor y una cadena, empuja de a dos cajas desde el transportador de rodillos hasta encima de las compuertas, esto para acumular las 4 cajas que conforman cada nivel del apilado.

**Figura 21.**  
*Empujador lateral*

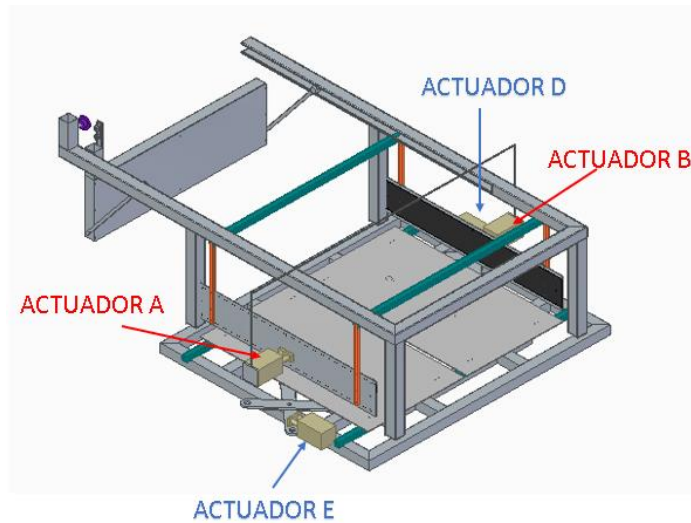


**Nota.** En la figura se evidencia la ubicación del motor del empujador.

### **3.6.3. Sistema de organización**

En la figura 22 se muestra el sistema de organización que tiene dos placas, que son las que sujetan las cajas y después las sueltan sobre la estiba, este movimiento lo realizan por medio de unos actuadores neumáticos que empujan las placas a través de unos rieles. A demás de esto también está conformado por las compuertas, que son unas placas sobre las cuales se posicionan las cajas y después se abren para permitir el paso de las cajas a la estiba, este movimiento de apertura lo realizan mediante un mecanismo de tijera que es accionado con actuadores neumáticos.

**Figura 22.**  
*Sistema de organización*



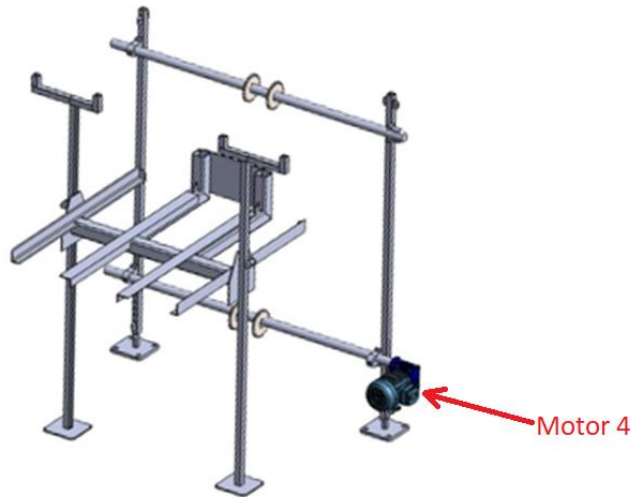
**Nota.** En la figura se evidencia la ubicación de los actuadores necesarios en el sistema.

#### **3.6.4. Elevador**

En la figura 23 se muestra el elevador en el cual se ponen la estiba y las cajas que van cayendo nivel a nivel apilándose encima de este, este movimiento de subir y bajar que realiza para recibir las cajas, sacar y poner la estiba lo realiza mediante un sistema piñón-cremallera impulsado por un motor.



**Figura 23.**  
*Elevador*



**Nota.** En la figura se evidencia la ubicación del motor del elevador.

### **3.7. Cálculo de capacidad de transporte del sistema**

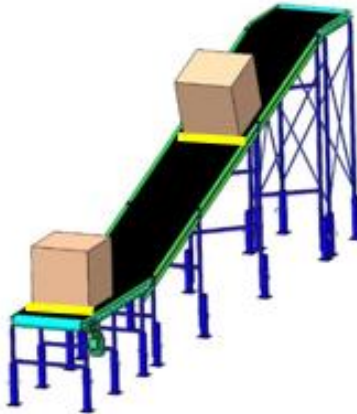
A continuación, se define la capacidad de cajas que soporta cada máquina del sistema.

#### **3.7.1. Banda transportadora**

Para este proyecto se establece que en la banda transportadora de la figura 24 la distancia entre cajas es de 3 metros, la cual se respetará al momento de instalar la banda demarcándola para que el operario pueda percatarse del espacio entre cajas. El tiempo que tarda en recorrer cada caja esta banda que es de 5,98 metros de largo es de 14 segundos.

**Figura 24.**

*Banda Transportadora cargada*



**Nota.** Banda transportadora con su máxima capacidad de transporte.

Con esta separación de cajas y tiempo que tarda en recorrer cada caja el sistema se calculará en (4) de cuanto es esta separación en tiempo [33]:

**Ecuación 4.**

Tiempo de separación entre cajas

$$tg = \frac{g (m) \times tb (s)}{Lb (m)}$$

$$tg = \frac{3 m \times 14 s}{5,98 m}$$

$$tg = 7 s$$

Donde:

tg = tiempo de separación entre cajas

g = distancia de separación entre cajas

tb = tiempo en la banda por caja

Lb = Largo de la banda transportadora

Da como resultado que entre cada caja debe haber 7 segundos de diferencia en su colocación sobre la banda transportadora, esto con el fin de que el sistema funcione de manera adecuada e ininterrumpida.

Una vez calculada la separación de las cajas en tiempo se puede determinar la cantidad de cajas que cargara la banda transportadora por minuto, reemplazando en (5) [33]:

**Ecuación 5.**

Numero de cajas

$$N_{cj} = \frac{1 \text{ caja} \times 60 \text{ s}}{tg \text{ (s)}}$$

$$N_{cj} = \frac{1 \text{ caja} \times 60 \text{ s}}{7 \text{ s}}$$

$$N_{cj} = 8,57 \text{ cajas}$$

Donde:

$N_{cj}$  = número de cajas

$tg$  = tiempo de separación entre cajas

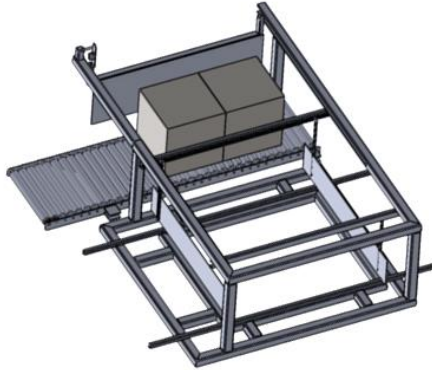
Teniendo en cuenta que se toman ciclos completos, en este caso cajas completas el resultado de la capacidad de carga de la banda transportadora es de 8 cajas por minuto.

**3.7.2. Transportador de rodillos**

Se establece que para este proyecto el transportador de rodillos tiene 2,4 metros y cada caja debe recorrer esta distancia en 6 segundos, teniendo en cuenta que la distancia entre cajas es de 3 metros y la separación en tiempo es de 7 segundos, cada caja recorrerá el transportador de manera individual, es decir, que cuando llegue la segunda caja al transportador la primera ya llevara 1 segundo en la posición final del transportador. Tal como se muestra en la figura 25.

**Figura 25.**

*Transportador de rodillos cargado*



**Nota.** Transportador de rodillos con su máxima capacidad de transporte.

De la siguiente manera podemos determinar el número de cajas que cargara el transportador cada minuto, reemplazando en (5):

$$N_{cj} = \frac{1 \text{ caja} \times 60 \text{ s}}{7 \text{ s}}$$

$$N_{cj} = 8,57 \text{ cajas}$$

Donde:

$N_{cj}$  = número de cajas

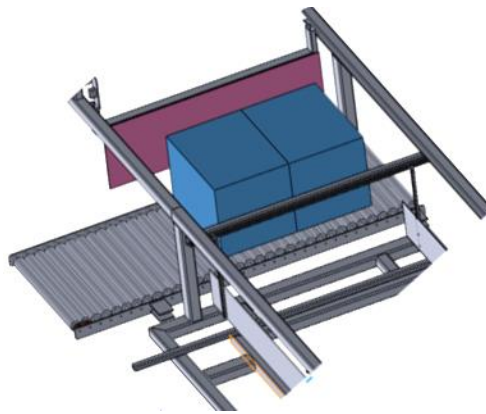
$t_g$  = tiempo de separación entre cajas

A pesar de que el transportador de rodillos carga las cajas en 6 segundos, se debe tener en cuenta que la separación de estas es de 7 segundos por lo que se debe calcular con este tiempo de separación, lo cual da como resultado una capacidad de carga de 8 cajas por minuto para el transportador de rodillos.

### 3.7.3. Empujador de cajas

Se establece que para este proyecto el empujador de cajas tiene que recorrer 1,85 metros de distancia en 3 segundos, este tiempo se cuenta dos veces porque para cada par de cajas tiene que hacer este recorrido dos veces, uno para cargarlas y otra para regresar a su posición inicial y esperar las siguientes cajas. En la figura 26 se encuentra en posición del inicio el empujador y por tal razón se encuentra en un tono morado.

**Figura 26.**  
*Empujador accionado*



**Nota.** Empujador lateral con su máxima capacidad de transporte.

De la siguiente manera podemos determinar el número de cajas que llevará el empujador lateral cada minuto, reemplazando en (5):

$$N_{cj} = \frac{2 \text{ cajas} \times 60 \text{ s}}{14 \text{ s}}$$

$$N_{cj} = 8,57 \text{ cajas}$$

Donde:

$N_{cj}$  = número de cajas

$t_g$  = tiempo de separación entre cajas

A pesar de que el empujador de carga las cajas en 6 segundos, se debe tener en cuenta que la separación de estas es de 7 segundos por lo que debemos calcular con esta

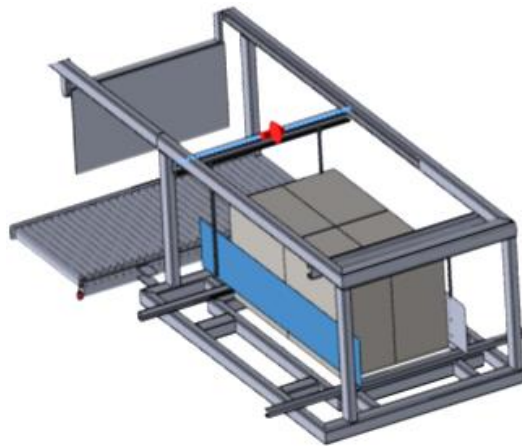
separación ya que cada 6 segundos no tendrá cajas que cargar el empujador, y se hace el cálculo con dos cajas ya que el empujador solo actúa cuando tiene dos cajas que cargar lo cual nos da una capacidad de carga de 8 cajas por minuto para el empujador de cajas.

#### **3.7.4. Sujetador de cajas**

Los actuadores tienen una carrera de 0,164 metros para sujetar las cajas y deben recorrer esta distancia en 2 segundos, teniendo en cuenta que solo sujetan grupos de 4 cajas durante 4 segundos y después son 2 segundos que tardan en regresar a su posición inicial. En la figura 27 podemos evidenciar el funcionamiento del sujetador.

**Figura 27.**

*Sujetador de cajas accionado*



**Nota.** Sujetador de cajas con su máxima capacidad de transporte.

De la siguiente manera podemos determinar el número de cajas que sujetará el sujetador de cajas cada minuto, reemplazando en (5):

$$N_{cj} = \frac{4 \text{ cajas} \times 60 \text{ s}}{28 \text{ s}}$$

$$N_{cj} = 8,57 \text{ cajas}$$

Donde:

$N_{cj}$  = número de cajas

$t_g$  = tiempo de separación entre cajas

Si se tiene en cuenta que son 2 segundos que tardan los sujetadores en ir a sostener las cajas, 4 segundos sosteniéndolas y 2 segundos en regresar a su posición inicial, se completaría el ciclo de acción con las cajas en 8 segundos, teniendo en cuenta que la separación entre cajas es de 7 segundos y que el sujetador solo trabaja cuando hay 4 cajas en posición, es por esto que se realizó el cálculo con 4 cajas y 28 segundos de separación, para dar una capacidad de carga de transporte de 8 cajas por minuto para el empujador de cajas.

### **3.7.5. Elevador de cajas**

El elevador tiene 3 niveles de altura, cada uno a una distancia de 60cm, esta distancia la recorre a 3 segundos y dura en dicha posición 56 segundos para que sea apilado el siguiente nivel.

De la siguiente manera podemos determinar el número de cajas que llevará el elevador cada minuto, reemplazando en (5):

$$N_{cj} = \frac{8 \text{ cajas} \times 60 \text{ s}}{56 \text{ s}}$$

$$N_{cj} = 8,57 \text{ cajas}$$

Donde:

$N_{cj}$  = número de cajas

$t_g$  = tiempo de separación entre cajas

El elevador tarda 3 segundos en cambiar de posición para recibir un nuevo nivel de cajas, pero se debe tener en cuenta que este nivel de cajas tarda en total 56 segundos para llegar al nivelador, teniendo esto en cuenta se dice concluye que la capacidad de carga por minuto del elevador es de 8 cajas por minuto.

### 3.8. Definición de velocidad de transporte de equipos

Con el sistema semiautomático de apilamiento de cajas de cartón diseñado en este proyecto se busca tener 480 cajas apiladas por horas, para cual se tuvieron en cuenta los siguientes tiempos y velocidades en cada sistema.

#### 3.8.1. Banda transportadora

Se estableció que la longitud de la banda transportadora para este proyecto es de 5,98 metros y que las cajas deben recorrer esta distancia completamente en 14 segundos, dando la siguiente velocidad en (6) [27]:

##### Ecuación 6.

Velocidad banda

$$Vb = \frac{Lb (m)}{t (s)}$$

$$Vb = \frac{5,98m}{14s}$$

$$Vb = 0,43m/s$$

Donde:

Vb = velocidad banda

Lb = Longitud banda

t = tiempo

Teniendo una polea con un diámetro de 101,6 mm y la velocidad de 0,43m/s se puede hallar las revoluciones por minuto a la que debe ir la polea conductora de la banda transportadora en (7):

##### Ecuación 7.

Velocidad polea

$$Vpo = \frac{Vb(m/s)}{rpo(m)}$$



$$V_{po} = \frac{0,43m/s}{0,0508m}$$

$$V_{po} = 8,41 \text{ rad/s}$$

$$V_{po} = 80,34 \text{ rpm}$$

Donde:

$V_{po}$  = Velocidad polea conductora

$r_{po}$  = radio polea conductora

### **3.8.2. Transportador de rodillos**

Se estableció que la longitud del transportador de rodillos para este proyecto es de 2,4 metros y que las cajas deben recorrer esta distancia completamente en 6 segundos, dando la siguiente velocidad en (8) [27]:

#### **Ecuación 8.**

Velocidad del transportador

$$V_{tr} = \frac{L_{tr} (m)}{t (s)}$$

$$V_{tr} = \frac{2,4m}{6s}$$

$$V_{tr} = 0,4m/s$$

Donde:

$V_{tr}$  = velocidad del transportador de rodillos

$L_{tr}$  = Longitud transportador de rodillos

$t$  = tiempo

Teniendo una polea con un diámetro de 101,6 mm y la velocidad de 0,4m/s se puede hallar las revoluciones por minuto a la que debe ir la polea conductora del transportador de rodillos en (9):

### **Ecuación 9.**

Velocidad polea

$$V_{po} = \frac{V_{tr}(m/s)}{r_{po}(m)}$$

$$V_{po} = \frac{0,4m/s}{0,0508m}$$

$$V_{po} = 7,87 \text{ rad/s}$$

$$V_{po} = 75,19 \text{ rpm}$$

Donde:

$V_{po}$  = Velocidad polea conductora

$r_{po}$  = radio polea conductora

### **3.8.3. Empujador lateral**

Se estableció que distancia que tiene que recorrer el empujador lateral llevando las cajas para este proyecto es de 1,85 metros y que las cajas deben recorrer esta distancia completamente en 3 segundos, dando la siguiente velocidad en (10) [27]:

### **Ecuación 10.**

Velocidad empujador lateral

$$Vel = \frac{L_{el} (m)}{t (s)}$$

$$Vel = \frac{1,85m}{3s}$$

$$Vel = 0,62m/s$$

Donde:

$Vel$  = velocidad del empujador lateral

$L_{el}$  = Longitud recorrido empujador lateral

t = tiempo

Teniendo un piñón con un diámetro de 83.82 mm y la velocidad de 0,62m/s se puede hallar las revoluciones por minuto a la que debe ir el piñón conductor del empujador lateral en (11):

**Ecuación 11.**

Velocidad polea

$$V_{po} = \frac{Vel(m/s)}{r_{pc}(m)}$$

$$V_{pc} = \frac{0,62m/s}{0,05m}$$

$$V_{pc} = 12,36 \text{ rad/s}$$

$$V_{pc} = 118,05 \text{ rpm}$$

Donde:

V<sub>po</sub> = Velocidad polea conductora

r<sub>po</sub> = radio piñón conductor

**3.8.4. Elevador**

Se estableció que distancia que tiene que recorrer el elevador llevando las cajas para este proyecto es de 0,6 metros y que las cajas deben recorrer esta distancia completamente en 3 segundos, dando la siguiente velocidad en (12) [27]:

**Ecuación 12.**

Velocidad elevador

$$V_e = \frac{L_e (m)}{t (s)}$$

$$V_e = \frac{0,6m}{3s}$$

$$V_e = 0,2m/s$$

Donde:

$V_e$  = velocidad del elevador

$L_e$  = Longitud recorrido elevador

$t$  = tiempo

### 3.9. Definición de la potencia consumida por sistema

#### 3.9.1. Banda transportadora

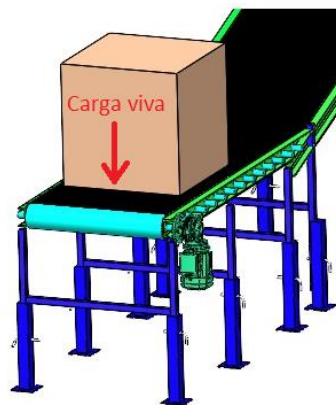
Para determinar el motor de la banda transportadora en (24) primero se deben determinar las cargas que este motor empujara en (23), estas cargas se clasifican en cargas muertas en (17) y cargas vivas en (13), además se debe tener en cuenta que, si la banda tiene secciones inclinadas en (20), deflexiones en (21) y puntos de transición en (22), esto serán cargas adicionales para el motor [25]:

- Carga viva total

En la figura 28 se evidencia la carga viva total en la banda transportadora.

**Figura 28.**

*Carga Viva*



**Nota.** Carga viva sobre la banda.

Se determina de la siguiente manera en (13):

### **Ecuación 13.**

Carga viva total

$$CvT = \left( \frac{Cv(Lbf)}{Lb(ft)} \times Nc \right) \times Lb(ft)$$

$$CvT = \left( \frac{44,09 Lbf}{1,97 ft} \times 6 \right) \times 19,63 ft$$

$$CvT = 2638,18 Lbf$$

Donde:

CvT= Carga viva total

Cv= Carga viva

Ab= Ancho de la banda

Lb= Largo de la banda

Nc = número de cajas

- Carga muerta total

Para encontrar la carga muerta en el transportador es necesario saber la cantidad de rodillos que este tiene, para ello se halla de la siguiente manera en (14):

### **Ecuación 14.**

Numero de rodillos

$$Nr = \left( \frac{Lb}{Dr} \right) \div 2$$

$$Nr = \left( \frac{2,1 m}{0,048 m} \right) \div 2$$

$$Nr = 22$$

Donde:

Nr= Número de rodillos

Lb= Largo banda con rodillos

Dr= Diametro rodillos

En la figura 29 se muestra la carga muerta en la banda transportadora.

**Figura 29.**

*Carga muerta*



**Nota.** Carga muerta sobre la banda transportadora.

Esta se divide en dos partes a continuación:

La primera tiene en cuenta el peso de los rodillos y la cinta transportadora y es determinada de la siguiente manera en (15):

**Ecuación 15.**

Carga muerta 1

$$Cm1 = \left( \left( \frac{Pr(Lbf)}{Lr(ft)} \times Nr \right) + \left( \frac{Pci(Lbf)}{Aci(ft)} \right) \right) \times Lb(ft)$$

$$Cm1 = \left( \left( \frac{3,68 Lbf}{1,75 ft} \times 22 \right) + \left( \frac{70,12 Lbf}{1,97 ft} \right) \right) \times 19,63 ft$$

$$Cm1 = 1607,97 Lbf$$

Donde:

$Cm1$ = Carga muerta 1

$Pr$ = Peso de rodillos

$Lr$ = Largo de rodillos

$Pci$ = Peso de la cinta

$Aci$ = Ancho de la cinta

$Nr$  = número de rodillos

La segunda parte tiene en cuenta el peso la polea conductora y la polea tensora que se y se determina a continuación en (16):

#### **Ecuación 16.**

Carga muerta 2

$$Cm2 = Ppc (Lbf) + Ppt (Lbf)$$

$$Cm2 = 19 Lbf + 19 Lbf$$

$$Cm2 = 38 Lbf$$

Donde:

$Cm2$ = Carga muerta 2

$Ppc$ = Peso polea conductora

$Ppt$ = Peso polea tensora

Finalmente se suman estas dos cargas muertas en (17) para tener como resultado la carga muerta total que será movida por el motor:

#### **Ecuación 17.**

Carga muerta total

$$CmT = Cm1 Lbf + Cm2 Lbf$$

$$CmT = 1607,97 Lbf + 38 Lbf$$

$$CmT = 1645,97 Lbf$$

Donde:

CmT= Carga muerta total

El empuje que hace la cinta depende primero del tipo de cama, este tipo de cama se puede evidenciar en la tabla 8 y segundo de las cargas vivas y muertas calculadas previamente:

**Tabla 8.**

*Coeficiente de fricción*

<b>Tipo de cama de la cinta</b>	<b>Coeficiente de fricción</b>
Cama de rodillos	0,05
Cama de placa	0,30

**Nota.** *Coeficiente de fricción dependiente del tipo de cama de la banda transportadora. Tomado de: Mathews FKI Logistex, "Belt Conveyor", Cincinnati, Ohio [PDF]. Disponible:*

*<http://www.fkilogistex.com/automation>, Acceso: agosto 28, 2021.*

Para el caso de este proyecto se tomó la cama de placa con un coeficiente de fricción de 0,30

A continuación, se determina el empuje hecho por la cinta transportadora en (18):

**Ecuación 18.**

Empuje de la cinta

$$Eci = (CvT(Lbf) + CmT(Lbf)) \times \sigma$$

$$Eci = (2638,18 Lbf + 1645,97 Lbf) \times 0,30$$



$$E_{ci} = 1285,24 \text{ Lbf}$$

Donde:

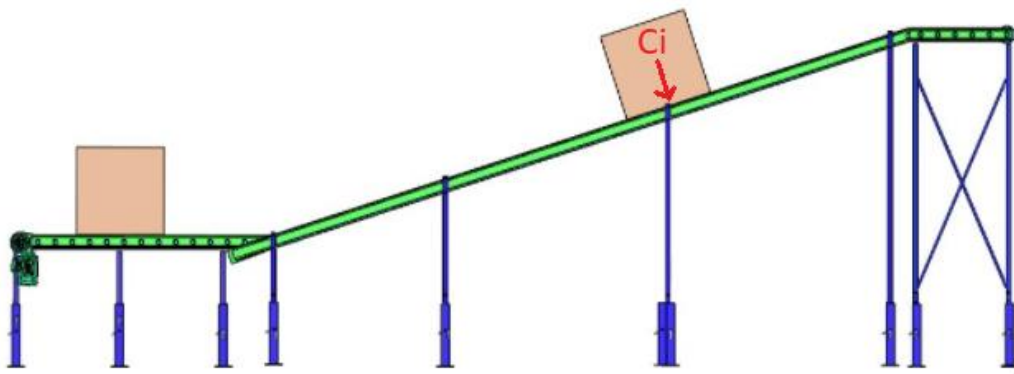
$E_{ci}$  = Empuje de la cinta

$\sigma$  = coeficiente de fricción

La carga inclinada que se ve en la figura 30 es considerada un empuje adicional que hace la cinta y se determina de la siguiente manera:

**Figura 30.**

*Carga inclinada sobre la banda transportadora*



**Nota.** Carga inclinada sobre la banda transportadora.

Primero se calcula la tangente del ángulo máximo que puede inclinarse la banda transportadora en (19), esto depende las propiedades geométricas del producto de la siguiente manera y con el resultado se saca el ángulo en la tabla 9:

**Ecuación 19.**

Tangente del ángulo

$$Ta = \left( 33 \times \frac{Lp (ft)}{Hp(ft)} \right) \div 100$$

$$Ta = \left( 33 \times \frac{20,07874 ft}{20,07874 ft} \right) \div 100$$

$$Ta = 0,33$$

Donde:

Ta= Tangente del ángulo

Lp= Largo del producto

Hp= Alto del producto

**Tabla 9.**

*Tangente de varios ángulos*

Tangent For Various Angles					
Angle	Tangent	Angle	Tangent	Angle	Tangent
4°	.07	12°	.21	20°	.36
6°	.11	14°	.25	22°	.40
8°	.14	16°	.29	24°	.45
10°	.18	18°	.32	26°	.49

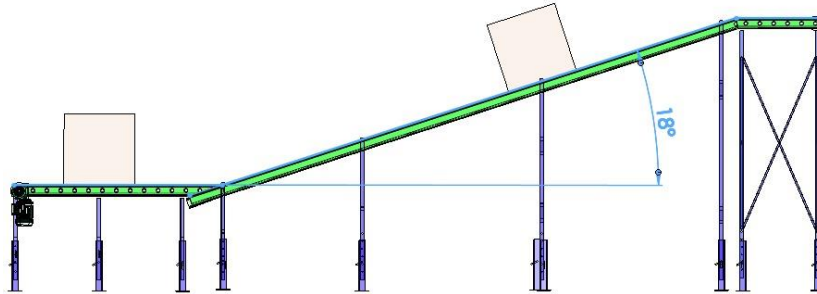
**Nota.** Se selecciona ángulo según la tangente obtenida anteriormente. Tomado de: Mathews FKI Logistex, "Belt Conveyor", Cincinnati, Ohio [PDF]. Disponible: <http://www.fkilogistex.com/automation>, Acceso: agosto 28 , 2021.

$$\text{Máximo grado de inclinación} = 19^\circ$$

Dando como resultado que el máximo grado de inclinación que puede alcanzar la banda transportadora es de 19°, por lo que se escogió una inclinación de 18° grados para la banda transportadora como se muestra en la figura 31.

**Figura 31.**

*Angulo de inclinación de la banda transportadora.*



**Nota.** Angulo de inclinación seleccionado para la banda transportadora.

De la tabla 10 se toma el seno del ángulo selección para la inclinación de la banda.

**Tabla 10.**

*Seno de varios ángulos.*

Sines For Various Angles					
Angle	Sine	Angle	Sine	Angle	Sine
4°	.07	42°	.24	24°	.41
6°	.10	16°	.28	26°	.44
8°	.14	18°	.31	28°	.47
10°	.17	20°	.34	30°	.50
12°	.21	22°	.37		

**Nota.** Se selecciona ángulo según el seno obtenida anteriormente. Tomado de: Mathews FKI Logistex, "Belt Conveyor", Cincinnati, Ohio [PDF]. Disponible: <http://www.fkilogistex.com/automation>, Acceso: agosto 28, 2021.

Ya conociendo el ángulo de inclinación que se utilizará se puede realizar el siguiente cálculo en (20) para determinar el empuje adicional que tendrá la cinta debido a la inclinación:

**Ecuación 20.**

Empuje adicional de la cinta 1

$$E_{cia1} = (C_i(Lbf) \times N_c) \times \text{Sen}\theta$$

$$E_{cia1} = (44,09 \text{ Lbf} \times 4) \times 0,31$$

$$E_{cia1} = 54,67 \text{ Lbf}$$

Donde:

$E_{cia1}$  = Empuje adicional de la cinta 1

$\text{Sen}\theta$  = Seno del ángulo

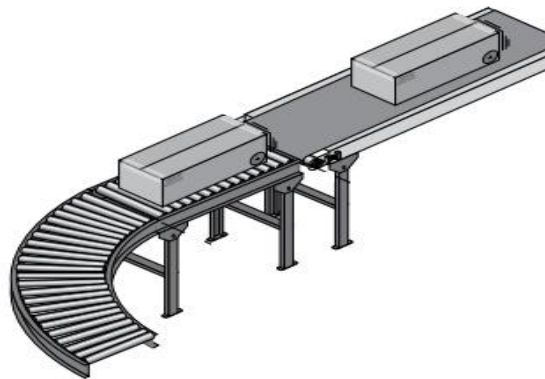
$C_i$  = carga inclinada

$N_c$  = número de cajas

Para este proyecto no se realiza ninguna deflexión al producto durante su recorrido por la banda como se ve en la figura 32, esto se ve reflejado en el siguiente calculo en (21):

**Figura 32.**

*Deflexión en bandas transportadoras.*



**Nota.** Ejemplo de deflexión en transportadores. Tomado de: Hytrol Conveyor Company, "MANUAL BÁSICO DE ENTRENAMIENTO NUMERO 1", artículo, impreso por Master Print, Toluca, Mexico, 2020, Disponible en <https://hytrol.com/es-mx/>, Acceso: octubre 10, 2021.

### **Ecuación 21.**

Empuje adicional de la cinta 2

$$E_{cia2} = N_d \times P_{mp} \times 0,30$$

$$E_{ci2} = 0 \times 44,0925(Lbf) \times 0,30$$

$$E_{ci\ 2} = 0$$

Donde:

$E_{cia2}$  = Empuje adicional de la cinta 2

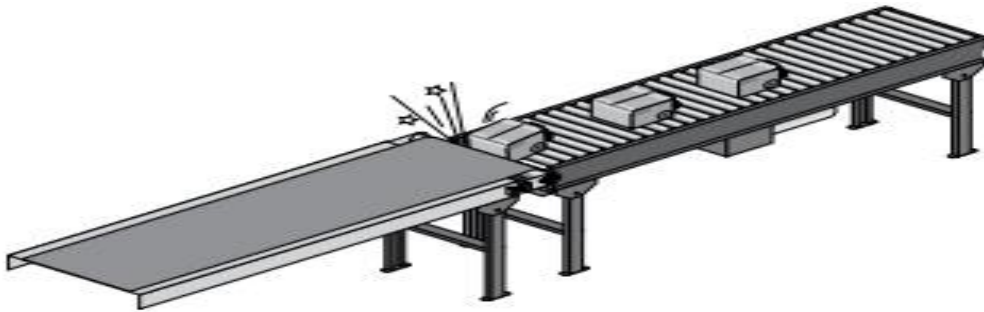
$N_d$  = número de deflexiones

$P_{mp}$  = Peso producto más pesado

Para el sistema no se tiene ningún punto de transición en la banda como el de la figura 33 como se refleja en el cálculo en (22):

### **Figura 33.**

*Puntos de transición en bandas transportadoras.*



**Nota.** Ejemplo de puntos de transición en transportadores. Tomado de: Hytrol Conveyor Company, “manual básico de entrenamiento número 1”, artículo, impreso por Master Print, Toluca, Mexico, 2020, Disponible en <https://hytrol.com/es-mx/> , Acceso: octubre 10, 2021.

### **Ecuación 22.**

Empuje adicional de la cinta 3

$$E_{cia\ 3} = C_{vd}(Lbf) \times 0,05$$

$$E_{cia\ 3} = 0 \times 0,05$$

$$E_{cia\ 3} = 0$$

Donde:

$E_{cia3}$ = Empuje adicional de la cinta 3

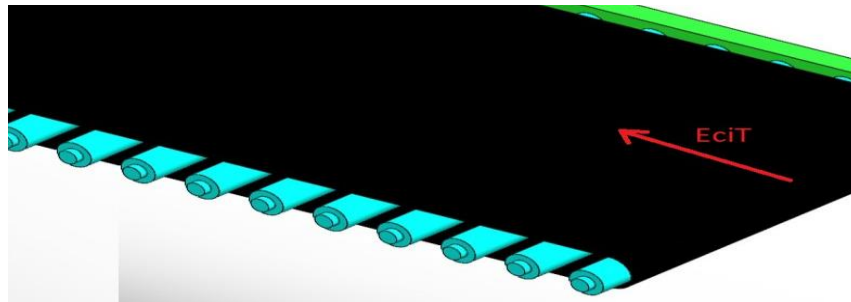
$C_{vd}$ = Carga viva total procedente de los dispositivos

- Empuje efectivo de la cinta

A continuación, se realizará el cálculo del empuje efectivo que hace la cinta transportadora en (23) como se ve en la figura 34.

### Figura 34.

*Empuje efectivo de la cinta transportadora.*



**Nota.** Movimiento de la cinta transportadora.

### Ecuación 23.

Empuje efectivo de la cinta total

$$E_{ciT} = (E_{ci} + E_{cia1} + E_{cia2} + E_{cia3}) \times 1,25$$

$$E_{ciT} = (1285,24 + 54,67 + 0 + 0) \times 1,25$$

$$E_{ciT} = 1674,9 \text{ (Lbf)}$$

Donde:

$E_{ciT}$ = Empuje efectivo de la cinta total

Caballos de fuerza

#### **Ecuación 24.**

Potencia teórica

$$P_o = \left( \frac{EciT(Lbf) \times Vd(Fpm)}{33000 \times nr \times 0,9} \right)$$

$$P_o = \left( \frac{1674,9 (Lbf) \times 84,19 (Fpm)}{33000 \times 1,15 \times 0,9} \right)$$

$$P_o = 4,13 H.P.$$

Donde:

Vd= Velocidad de la banda

nr= Eficiencia del reductor

- Potencia real

Se multiplica la potencia dada de diseño por un factor de servicio en (25):

#### **Ecuación 25.**

Potencia real

$$Pr = P_o \times Fs$$

$$Pr = 4,13 H.P. \times 1,15$$

$$Pr = 4,75 H.P.$$

Donde:

Pr = potencia real

Po = potencia de diseño

Fs = factor de servicio

- Selección motorreductor

Teniendo la potencia y la velocidad angular, se busca en el catálogo de RAMFE en la figura 35 un motorreductor que cumpla con estos valores o este un poco por encima de ellos para asegurar que cumple.

Potencia: 4,75 H.P. y Velocidad angular: 80,34 rpm. Variables para buscar

**Figura 35.**

*Catálogo de motorreductores de Ramfe.*

		Kw / Hp 3.73 / 5 - Frame - Polos 112 - 4						
SB04		232.00	136.65	89	7.50	2.2	2404	B00 A17
		186.50	168.08	88	9.33	1.8	2404	C00 A17
		116.00	264.09	86	15.00	1.1	2404	D00 A17
		102.35	292.34	84	17.00	1.0	2404	E00 A17
		89.23	331.34	83	19.50	1.1	2404	F00 A17
SB05		91.58	303.40	78	19.00	2.6	2405	F00 A17
		68.24	396.75	76	25.50	1.5	2405	G00 A17
		56.13	437.90	69	31.00	1.9	2405	H00 A17
		49.71	480.07	67	35.00	1.8	2405	I00 A17
		45.79	505.66	65	38.00	1.8	2405	J00 A17
		34.80	624.40	61	50.00	1.0	2405	L00 A17
		$n_2$ [ 1/min ]	$M_2$ [ Nm ]	$\eta$ [ - ]	$i_{trans.}$ [ - ]	$F_s$ [ - ]	Codigo Equipo	

**Nota.** Selección del motorreductor basado en su potencia y velocidad.  
Tomado de: Tomado de: Ramfe, "Catalogo Ramfe", Bogotá, Colombia [PDF]. Disponible: <http://www.ramfe.com.co/archivos/184.pdf>, Acceso: marzo 23, 2021.

**Tabla 11.**

*Tabla de propiedades del motorreductor seleccionado.*

Motorreductor seleccionado		
Potencia	3,73	Kw
Potencia	5	H.P.
Torque	331,34	Nm
Velocidad	89,23	rpm

**Nota.** Potencia, torque y velocidad del motor seleccionado

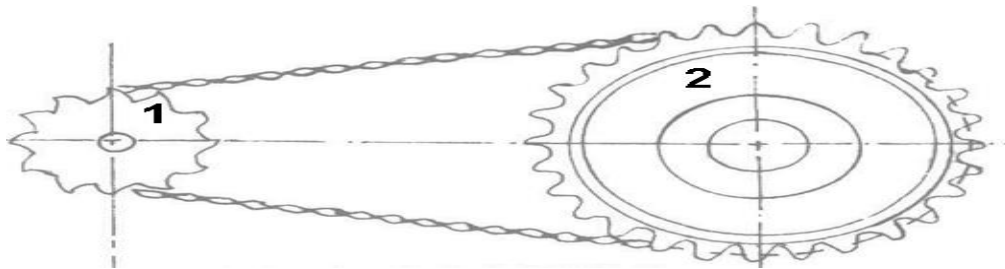


Del catálogo de la figura 38 al no tener un motor de la misma potencia requerida en los cálculos, se selecciona el siguiente más grande que en este caso es 5 hp, esto para que pueda cumplir con la potencia necesaria para mover las cajas a una velocidad lo más cercana posible a la deseada, que en este caso es de 89,23 rpm como se indica en la tabla 11.

Para alcanzar la velocidad de entrada es necesario contar con una relación de transmisión reductora en (26) como se indica en la figura 36:

**Figura 36.**

*Relación de transmisión reductora.*



**Nota.** Diagrama de la relación de transmisión entre engranajes. Tomado de: *Metalmecánica Ajuste y montaje de maquinaria, Elementos de máquinas 7*, SENA, Albertu Angulo Florez, Bogotá, 2013, Disponible en: [https://repositorio.sena.edu.co/sitios/elementos\\_maquinas/vol7/volumen07.html#](https://repositorio.sena.edu.co/sitios/elementos_maquinas/vol7/volumen07.html#), Acceso: agosto 10, 2021.

**Ecuación 26.**

Relación de transmisión

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

$$i = \frac{80,24 \text{ rpm}}{89,23 \text{ rpm}} = 0,89$$

$$0,89 = \frac{16}{Z_2}$$

$$Z_2 = \frac{16}{0.89} = 18 \text{ Dientes}$$

Donde:

i = Relación de transmisión

w1= Velocidad angular de entrada

w2= Velocidad angular de salida

Z1= Número de dientes de entrada

Z2= Número de dientes de salida

Se seleccionaron los engranajes señalados en la figura 37 en el catálogo de Martín que tienen una relación de 0,89 entre ellos para la reducción de velocidad.

**Figura 37.**

*Catálogo de Engranajes de Martin*

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetros Exterior	Largo Total del Barreno	Peso Aprox. (lb)	Barrenos a la Medida en Existencia Incluye Cuñero y 2 Opresores
9	40BS9	1.670	$\frac{7}{8}$	.16	★ $\frac{1}{2}$ — $\frac{5}{8}$
10	40BS10	1.840	$\frac{7}{8}$	.24	★ $\frac{1}{2}$ — $\frac{5}{8}$ — $\frac{3}{4}$
11	40BS11	2.000	$\frac{7}{8}$	.28	★ $\frac{1}{2}$ — $\frac{5}{8}$ — $\frac{3}{4}$ — $\frac{7}{8}$
12	40BS12	2.170	$\frac{7}{8}$	.34	★ $\frac{1}{2}$ — $\frac{5}{8}$ — $\frac{3}{4}$ — $\frac{7}{8}$ — 1
13	40BS13	2.330	$\frac{7}{8}$	.45	★ $\frac{1}{2}$ — $\frac{5}{8}$ — $\frac{3}{4}$ — $\frac{7}{8}$ — 1
14	40BS14	2.490	$\frac{7}{8}$	.51	★ $\frac{1}{2}$ — $\frac{5}{8}$ — $\frac{3}{4}$ — $\frac{7}{8}$ — 1 — $1\frac{1}{8}$
15	40BS15	2.650	$\frac{7}{8}$	.53	★ $\frac{1}{2}$ — $\frac{5}{8}$ — $\frac{3}{4}$ — $\frac{7}{8}$ — 1 — $1\frac{1}{8}$ — $1\frac{3}{8}$ — $1\frac{1}{2}$
16	40BS16	2.810	$\frac{7}{8}$	.66	$\frac{5}{8}$ — $\frac{3}{4}$ — $\frac{7}{8}$ — 1 — $1\frac{1}{8}$ — $1\frac{3}{8}$ — $1\frac{1}{2}$
17	40BS17	2.970	1	.88	$\frac{5}{8}$ — $\frac{3}{4}$ — $\frac{7}{8}$ — 1 — $1\frac{1}{8}$ — $1\frac{3}{8}$ — $1\frac{1}{2}$
18	40BS18	3.140	1	1.03	$\frac{5}{8}$ — $\frac{3}{4}$ — $\frac{7}{8}$ — 1 — $1\frac{1}{8}$ — $1\frac{3}{8}$ — $1\frac{1}{2}$ — $1\frac{5}{8}$ — $1\frac{3}{4}$

**Nota.** Selección de engranajes para relación de transmisión . Tomado de:

Tomado de: Martín, “Catalogo Martín”, Bogotá, Colombia [PDF]. Disponible:

<https://es.martinsprocket.com/?full=true?lang=es>, Acceso: marzo 23, 2021.

En la tabla 12 se seleccionó la cadena sencilla No.80 de paso de 1” debido a que el piñón conductor que le transmite movimiento a la banda transporta tiene 18 dientes y va a aproximadamente 100rpm, se busca que la cadena resista 5H.P. que es la potencia del motorreductor.

**Tabla 12.**

*Tabla de capacidad de cadena*

**TABLA DE CAPACIDAD**  
CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS NO. 80 PASO 1"

No. de dientes piñón conductor	FUJAS DEL PIÑON CONDUCTOR																											
	10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2700	3000	3400			
9	0.34	0.78	1.45	2.71	3.90	5.08	7.28	9.43	11.5	13.6	15.6	17.6	19.6	21.6	23.6	25.6	27.6	29.6	31.6	33.6	35.6	37.6	39.6	41.6	43.6	45.6		
10	0.38	0.87	1.63	3.03	4.37	5.68	8.16	10.6	12.9	15.2	17.5	19.7	21.9	24.1	26.3	28.5	30.7	32.9	35.1	37.3	39.5	41.7	43.9	46.1	48.3	50.5		
11	0.42	0.97	1.80	3.36	4.84	6.28	8.74	11.2	13.7	16.2	18.6	21.0	23.4	25.8	28.2	30.6	33.0	35.4	37.8	40.2	42.6	45.0	47.4	49.8	52.2	54.6		
12	0.47	1.06	1.98	3.69	5.22	6.80	9.39	12.0	14.7	17.3	19.9	22.5	25.1	27.7	30.3	32.9	35.5	38.1	40.7	43.3	45.9	48.5	51.1	53.7	56.3	58.9		
13	0.51	1.16	2.16	4.03	5.80	7.52	10.2	13.0	15.7	18.4	21.1	23.8	26.5	29.2	31.9	34.6	37.3	40.0	42.7	45.4	48.1	50.8	53.5	56.2	58.9	61.6		
14	0.55	1.25	2.34	4.38	6.29	8.14	11.1	14.1	17.1	20.1	23.1	26.1	29.1	32.1	35.1	38.1	41.1	44.1	47.1	50.1	53.1	56.1	59.1	62.1	65.1	68.1		
15	0.59	1.35	2.52	4.70	6.77	8.77	12.6	16.4	20.2	24.0	27.8	31.6	35.4	39.2	43.0	46.8	50.6	54.4	58.2	62.0	65.8	69.6	73.4	77.2	81.0	84.8		
16	0.63	1.45	2.70	5.04	7.26	9.41	13.5	17.6	21.5	25.3	29.0	32.8	36.6	40.4	44.2	48.0	51.8	55.6	59.4	63.2	67.0	70.8	74.6	78.4	82.2	86.0		
17	0.68	1.55	2.89	5.38	7.75	10.0	14.5	18.7	22.9	27.0	31.0	35.0	39.0	43.0	47.0	51.0	55.0	59.0	63.0	67.0	71.0	75.0	79.0	83.0	87.0	91.0		
18	0.72	1.64	3.07	5.72	8.25	10.7	15.4	19.9	24.4	28.7	33.0	37.2	41.4	45.6	49.8	54.0	58.2	62.4	66.6	70.8	75.0	79.2	83.4	87.6	91.8	96.0		
19	0.76	1.74	3.25	6.07	8.74	11.3	16.3	21.1	25.8	30.4	35.0	39.4	43.8	48.2	52.6	57.0	61.4	65.8	70.2	74.6	79.0	83.4	87.8	92.2	96.6	101.0		
20	0.8	1.84	3.44	6.41	9.24	12.0	17.2	22.3	27.3	32.2	37.0	41.7	46.3	51.0	55.6	60.2	64.8	69.4	74.0	78.6	83.2	87.8	92.4	97.0	101.6	106.2		
21	0.85	1.94	3.62	6.76	9.74	12.6	18.2	23.5	28.8	33.9	39.0	43.9	48.9	53.7	58.6	63.4	68.2	73.0	77.8	82.6	87.4	92.2	97.0	101.8	106.6	111.4		
22	0.90	2.04	3.81	7.11	10.2	13.3	19.1	24.8	30.3	35.7	41.0	46.2	51.4	56.6	61.8	67.0	72.2	77.4	82.6	87.8	93.0	98.2	103.4	108.6	113.8	119.0		
23	0.94	2.14	4.00	7.46	10.7	13.9	20.1	26.0	31.8	37.4	43.0	48.5	53.9	59.3	64.7	70.1	75.5	80.9	86.3	91.7	97.1	102.5	107.9	113.3	118.7	124.1		
24	0.98	2.24	4.19	7.81	11.3	14.6	21.0	27.2	33.2	39.2	45.0	50.8	56.4	62.0	67.6	73.2	78.8	84.4	90.0	95.6	101.2	106.8	112.4	118.0	123.6	129.2		
25	1.03	2.34	4.37	8.16	11.8	15.2	21.9	28.4	34.7	40.9	47.0	53.0	59.0	64.8	70.6	76.4	82.2	88.0	93.8	99.6	105.4	111.2	117.0	122.8	128.6	134.4		
26	1.07	2.45	4.56	8.52	12.3	15.9	22.9	29.7	36.2	42.7	49.1	55.3	61.5	67.6	73.7	79.8	85.9	92.0	98.1	104.2	110.3	116.4	122.5	128.6	134.7	140.8		
28	1.16	2.65	4.94	9.23	13.3	17.2	24.8	32.1	39.3	46.3	53.2	59.9	66.7	73.3	80.0	86.6	93.2	99.8	106.4	113.0	119.6	126.2	132.8	139.4	146.0	152.6		
30	1.25	2.85	5.33	9.84	14.3	18.5	26.7	34.6	42.3	49.9	57.3	64.6	71.8	78.9	86.1	93.2	100.3	107.4	114.5	121.6	128.7	135.8	142.9	150.0	157.1	164.2		
32	1.34	3.05	5.71	10.7	15.3	19.9	28.6	37.1	45.4	53.5	61.4	69.2	77.0	84.6	92.3	100.0	107.6	115.2	122.8	130.4	138.0	145.6	153.2	160.8	168.4	176.0		
35	1.48	3.37	6.29	11.7	16.9	21.9	31.6	40.9	50.0	58.9	67.6	76.3	84.8	93.3	101.5	110.0	118.4	126.8	135.2	143.6	152.0	160.4	168.8	177.2	185.6	194.0		
40	1.71	3.89	7.27	13.6	19.5	25.3	36.4	47.2	57.7	68.0	78.1	88.1	98.0	107.8	117.5	127.2	136.9	146.6	156.3	166.0	175.7	185.4	195.1	204.8	214.5	224.2		
45	1.94	4.42	8.25	15.4	22.2	28.7	41.4	53.6	65.6	77.2	88.7	100	111	122	133	144	155	166	177	188	199	210	221	232	243	254		
	Lubricación Tipo A				Lubricación Tipo B												Lubricación Tipo C											

**Nota.** Tabla de capacidad de cadena. Tomado de: Intermecc, "Transmision de potencia piñones y cadena", disponible en: <http://www.intermecc.com.co/literatura.php> . Acceso: marzo 25, 2021.

### 3.9.2. Transportador de rodillos

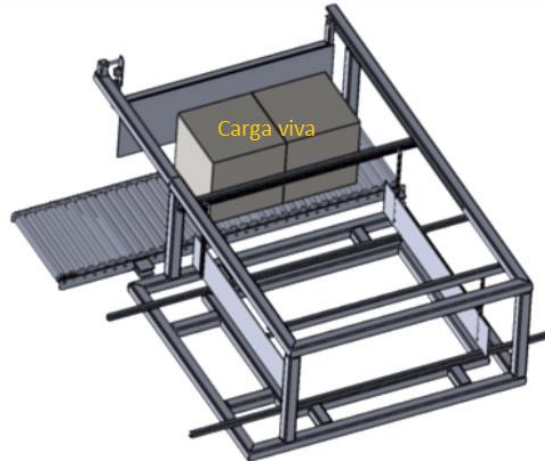
Para determinar el motor del transportador de rodillos en (37) primero se deben determinar las cargas que este motor empujara en (36), estas cargas se clasifican en cargas muertas en (31) y cargas vivas en (27), además se debe tener en cuenta que, si la banda tiene secciones inclinadas en (33), deflexiones en (34) y puntos de transición en (35), serán cargas adicionales para el motor [26]:

- Carga viva total

La carga viva es el producto que llevan encima en (27), en este caso las cajas como se ve en la figura 38:

**Figura 38.**

*Carga viva sobre el transportador de rodillos.*



**Nota.** Carga viva sobre el transportador de rodillos.

**Ecuación 27.**

Carga viva total

$$CvT = \left( \frac{Cv(Lbf)}{Ab(ft)} \times Nc \right) \times Lb(ft)$$

$$CvT = \left( \frac{44,09(Lbf)}{1,97(ft)} \times 2 \right) \times 7,87(ft)$$

$$CvT = 352,74 Lbf$$

Donde:

CvT= Carga viva total

Cv= Carga viva

Ab= Ancho de la banda

Lb= Largo de la banda

Nc = número de cajas

- Carga muerta total

Para encontrar la carga muerta en el transportador es necesario saber la cantidad de rodillos que este tiene, para ello se halla de la siguiente manera en (28):

**Ecuación 28.**

Numero de rodillos

$$Nr = \left( \frac{Lb}{Dr} \right) \div 2$$

$$Nr = \left( \frac{2,4 \text{ m}}{0,048 \text{ m}} \right) \div 2$$

$$Nr = 25$$

Donde:

Nr= Número de rodillos

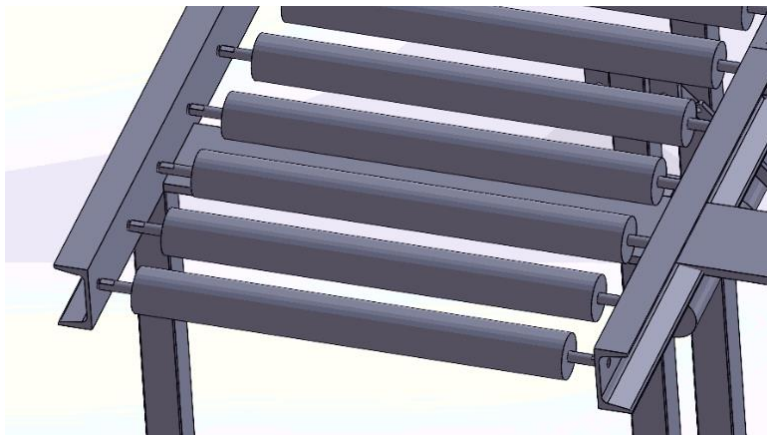
Lb= Largo banda

Dr= Diametro rodillos

La carga muerta total que se puede ver en la figura 39 se divide en dos partes que son las siguientes:

**Figura 39.**

*Carga muerta sobre el transportador de rodillos.*



**Nota.** Carga muerta sobre el transportador de rodillos.

La primera parte tiene en cuenta el peso de los rodillos, la cadena y los sprockets y se determina a continuación en (29):

**Ecuación 29.**

Carga muerta 1

$$Cm1 = \left( \left( \frac{Pr(Lbf)}{Lr(ft)} \times Nr \right) + \left( \frac{Pcd(Lbf)}{Ab(ft)} \right) + \left( \frac{Psp(Lbf)}{Ab(ft)} \times Nsp \right) \right) \times Lb(ft)$$

$$Cm1 = \left( \left( \frac{3,68(Lbf)}{1,75(ft)} \times 25 \right) + \left( \frac{7,51(Lbf)}{1,97(ft)} \right) + \left( \frac{1,49(Lbf)}{1,97(ft)} \times 25 \right) \right) \times 7,87(ft)$$

$$Cm1 = 593,3 Lbf$$

Donde:

Cm1=Carga muerta 1

Pr= Peso rodillos

Pcd= Peso cadena

Psp = Peso sprocket

Lr= Largo rodillos

Ab= Ancho banda

Nr= Número de rodillos

Nsp= Número de sprokets

Lb= Largo banda

La segunda parte tiene en cuenta el peso de la polea conductora y la polea tensora y se determina a continuación en (30):

### **Ecuación 30.**

Carga muerta 2

$$Cm2 = Ppc (Lbf) + Ppt (Lbf)$$

$$Cm2 = 19 (Lbf) + 19(Lbf)$$

$$Cm2 = 38 Lbf$$

Donde:

Cm2= Carga muerta 2

Ppc= Peso polea conductora

Ppt= Peso polea tensora

Finalmente se suman estas dos cargas muertas en (31) para tener como resultado la carga muerta total que será movida por el motor

### **Ecuación 31.**

Carga muerta total

$$CmT = Cm1 (Lbf) + Cm2 (Lbf)$$

$$CmT = 590,27 (Lbf) + 38 (Lbf)$$

$$CmT = 631,3 Lbf$$

Donde:

CmT= Carga muerta total

- Empuje de la cadena

El empuje de la cadena en (32) depende primero del tipo de rodillos, que se pueden observar en la tabla 13, y segundo de las cargas vivas y muertas calculadas previamente:

**Tabla 13.**

*Tipo de transportadores de rodillos*

<b>Tipo de banda de rodillos</b>	<b>Coefficiente de fricción</b>
Single strand CDLR	0,06
Roller to roller CLR	0,05

**Nota.** Coeficiente de fricción dependiente del tipo de transportador de rodillos Tomado de: Mathews FKI Logistex, "Chain Driven Live Roller Conveyor", Cincinnati, Ohio [PDF]. Disponible: <http://www.fkilogistex.com/automation>, Acceso: agosto 28, 2021.

Para el caso de este proyecto se seleccionaron los Single strand CDLR con un coeficiente de fricción de 0,6:

**Ecuación 32.**

Empuje de la cadena

$$Eca = (CvT (Lbf) + CmT (Lbf)) x \sigma$$

$$Eca = ( 352,74 (Lbf) + 631,3 (Lbf)) x 0,06$$

$$Eca = 59,04 Lbf$$

Donde:

Eca= Empuje cadena

$\sigma$  = Coeficiente de fricción

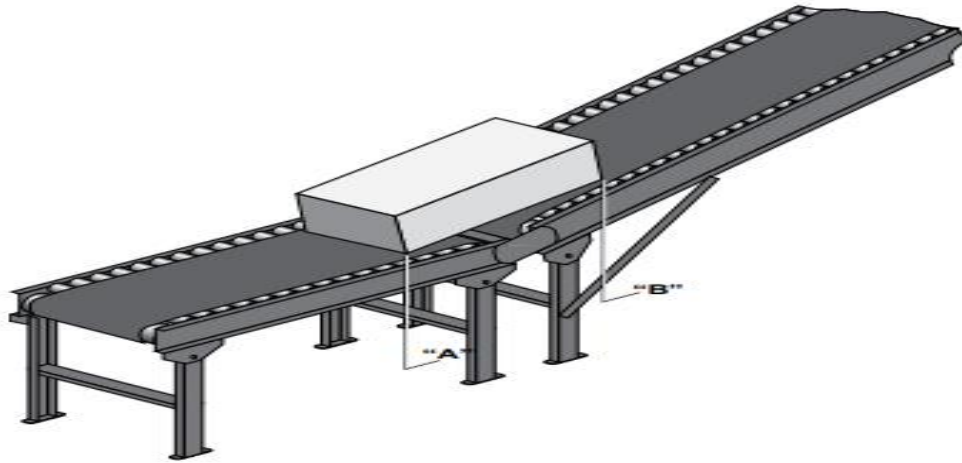
- Carga inclinada

Para este proyecto no se realiza ninguna inclinación en el transportador de rodillos como el de la figura 40, esto se ve reflejado en el siguiente calculo en (33):



**Figura 40.**

*Carga inclinada sobre el transportador de rodillos.*



**Nota.** Ejemplo de carga inclinada en transportadores. Tomado de Tomado de: Hytrol Conveyor Company, “MANUAL BÁSICO DE ENTRENAMIENTO NUMERO 1”, artículo, impreso por Master Print, Toluca, Mexico, 2020, Disponible en <https://hytrol.com/es-mx/> , Acceso: octubre 10, 2021.

**Ecuación 33.**

Empuje adicional de la cadena

$$E_{caa1} = C_{viT}(Lbf) \times \text{Sen}\theta$$

$$E_{caa1} = 0 (Lbf) \times 0$$

$$E_{caa1} = 0$$

Donde:

$E_{caa}$ = Empuje adicional de la cadena

$C_{viT}$ = Total carga viva inclinada

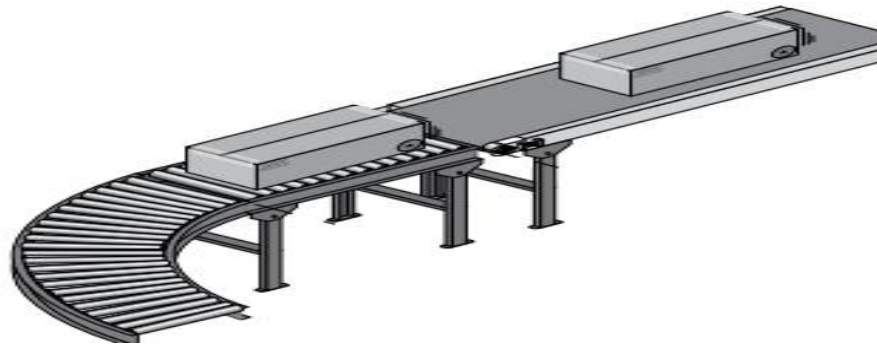
En el caso de este proyecto da 0 porque el transportador de rodillos no cuenta con ninguna inclinación.

- Deflectores

Para este proyecto no se realiza ninguna deflexión al producto durante su recorrido por el transportador de rodillos como el de la figura 41, esto se ve reflejado en el siguiente calculo en (34):

**Figura 41.**

*Puntos de deflexión en transportadores de rodillos.*



**Nota.** Ejemplo de deflexión en transportadores. Tomado de Tomado de: Hytrol Conveyor Company, “MANUAL BÁSICO DE ENTRENAMIENTO NUMERO 1”, artículo, impreso por Master Print, Toluca, Mexico, 2020, Disponible en <https://hytrol.com/es-mx/> , Acceso: octubre 10, 2021.

**Ecuación 34.**

Empuje adicional de la cadena 2

$$E_{caa2} = N_d \times P_{mp} \times 0,30$$

$$E_{caa2} = 0 \times 44,09(Lbf) \times 0,30$$

$$E_{caa2} = 0$$

N<sub>d</sub>= Número de deflexiones

P<sub>mp</sub>= Peso producto más pesado

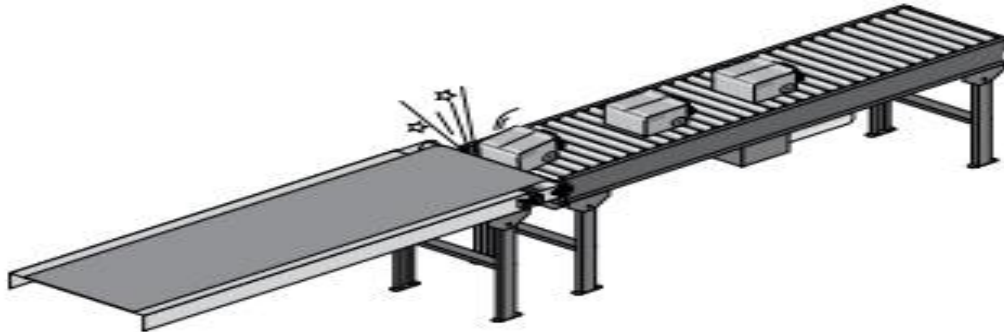
E<sub>caa</sub>= Empuje adicional de la cadena 2

- Puntos de transición

Para este sistema no se tiene ningún punto de transición en el transportador de rodillos como el de la figura 42, esto se ve reflejado en el siguiente calculo en (35):

**Figura 42.**

*Puntos de transición en transportadores de rodillos.*



**Nota.** Ejemplo puntos de transición en transportadores. Tomado de: Tomado de: Hytrol Conveyor Company, “MANUAL BÁSICO DE ENTRENAMIENTO NUMERO 1”, articulo, impreso por Master Print, Toluca, Mexico, 2020, Disponible en <https://hytrol.com/es-mx/> , Acceso: octubre 10, 2021.

**Ecuación 35.**

Empuje adicional de la cadena 3

$$E_{caa3} = C_{vd} (L_{bf}) \times 0,05$$

$$E_{caa3} = 0 \times 0,05$$

$$E_{caa3} = 0$$

Donde:

C<sub>vd</sub>= Carga viva total procedente de los dispositivos

- Empuje efectivo de la cadena

A continuación, se realizar el cálculo del empuje efectivo que realiza la cadena en (36) que se puede observar en la figura 43.

Para efectividad del empuje de la cadena se le adiciona el 25% del total del empuje de la cadena después de perdidas por inclinación, deflexiones y puntos de transición.

**Ecuación 36.**

Empuje efectivo de la cadena

$$E_{cae} = (E_{ca} + E_{caa1} + E_{caa2} + E_{caa3}) \times 1,25$$

$$E_{cae} = (59,04 + 0 + 0 + 0) \times 1,25$$

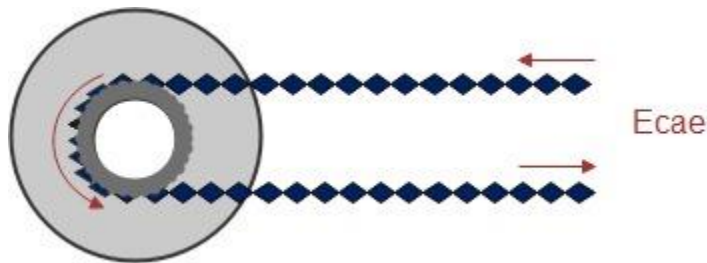
$$E_{cae} = 73,8 \text{ Lbf}$$

Donde:

$E_{cae}$  = Empuje efectivo de la cadena

**Figura 43.**

*Empuje efectivo de la cadena.*



**Nota.** Empuje efectivo de la cadena.

- Potencia

A continuación, se determina la potencia del motor reemplazando en (37):

**Ecuación 37.**

Potencia teórica

$$P_o = \left( \frac{E_{cae}(Lbf) \times V_t(Fpm)}{33000} \right)$$

$$P_o = \left( \frac{73,8(Lbf) \times 78,8(Fpm)}{33000} \right)$$

$$P_o = 0,18 \text{ H.P.}$$

Donde:

$V_t$  = Velocidad transportador

$P_o$  = Potencia

- Potencia real

Se multiplica la potencia de dada de diseño por un factor de servicio en (38):

**Ecuación 38.**

Potencia real

$$Pr = Po \times Fs$$

$$Pr = 0,18 \text{ H. P.} \times 1,15$$

$$Pr = 0,20 \text{ H. P.}$$

Donde:

$Pr$  = potencia real

$P_o$  = potencia de diseño

$F_s$  = factor de servicio

- Selección motorreductor

Teniendo la potencia y la velocidad angular, buscamos en catálogo de RAMFE de la figura 44 un motorreductor que cumpla con estos valores o esté un poco por encima de ellos para asegurarnos que cumple.

Potencia: 0,20 H.P. Y Velocidad angular: 75,19 rpm. Variables para buscar

**Figura 44.**

Catálogo de motorreductores Ramfe.

	$n_2$ [ 1/min ]	$M_2$ [ Nm ]	$\eta$ [ - ]	$i_{trans.}$ [ - ]	$F_s$ [ - ]	Codigo Equipo	
	Kw / Hp 0.25 / 0.33 - Frame - Polos 63 - 4						
SB01	92.43	19.63	76	18.50	2.9	2401	E00 G05
	65.77	25.77	71	26.00	1.6	2401	G00 G05
	53.44	28.15	63	32.00	2.0	2401	H00 G05
	46.22	31.51	61	37.00	2.0	2401	I00 G05
	32.88	39.21	54	52.00	1.2	2401	L00 G05
	25.52	47.71	51	67.00	1.0	2401	N00 G05
SB02	34.20	41.89	60	50.00	2.3	2402	L00 G05
	29.48	46.16	57	58.00	2.4	2402	M00 G05
	24.43	51.80	53	70.00	1.7	2402	N00 G05

**Nota.** Selección del motorreductor basado en potencia y velocidad. Tomado de: Tomado de: Ramfe, "Catalogo Ramfe", Bogotá, Colombia [PDF]. Disponible: <http://www.ramfe.com.co/archivos/184.pdf>, Acceso: marzo 23, 2021.

**Tabla 14.**

Tabla de propiedades del motorreductor seleccionado.

Motorreductor seleccionado		
Potencia	0,25	Kw
Potencia	0,33	H.P.
Torque	19,63	Nm
Velocidad angular	92,43	rpm

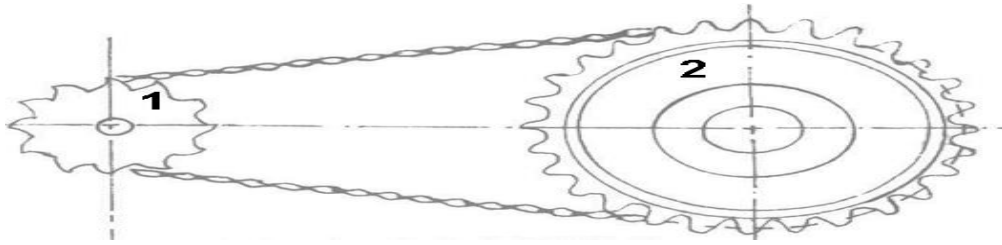
**Nota.** La tabla muestra la Potencia en Kilo watts y Caballos de fuerza, el torque y la velocidad del motor seleccionado.

No se encuentra un motor de la misma potencia requerida en los cálculos, se selecciona el siguiente más grande que en este caso es 0,33hp, esto para que pueda cumplir con la potencia necesaria para mover las cajas a una velocidad lo más cercana posible a la deseada, que en este caso es de 92,43rpm como se muestra en la tabla 14.

Para alcanzar la velocidad de entrada es necesario contar con una relación de transmisión reductora en (39) como se figura 45 :

**Figura 45.**

*Relación de transmisión reductora.*



**Nota.** Diagrama de la relación de transmisión entre engranajes. Tomado de: *Metalmecánica Ajuste y montaje de maquinaria, Elementos de máquinas 7*, SENA, Albertu Angulo Florez, Bogotá, 2013, Disponible en: [https://repositorio.sena.edu.co/sitios/elementos\\_maquinas/vol7/volumen07.html#](https://repositorio.sena.edu.co/sitios/elementos_maquinas/vol7/volumen07.html#), Acceso: agosto 10, 2021.

**Ecuación 39.**

Relación de transmisión

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

$$i = \frac{75,19 \text{ rpm}}{92,43 \text{ rpm}} = 0,81$$

$$0,81 = \frac{12}{Z_2}$$

$$Z_2 = \frac{12}{0,81} = 15 \text{ Dientes}$$

Donde:

i = Relación de transmisión

w1= Velocidad angular de entrada

$w_2$ = Velocidad angular de salida

Z1= Número de dientes de entrada

Z2= Número de dientes de salida

Se seleccionaron los engranajes señalados en la figura 46 que cuentan con una relación de 0,81 entre ellos para la reducción de velocidad.

**Figura 46.**

*Catálogo de Engranajes de Martin*

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetros Exterior	Largo Total del Barreno	Peso Aprox. (lb)	Barrenos a la Medida en Existencia Incluye Cuñero y 2 Opresores
9	40BS9	1.670	$\frac{7}{8}$	.16	$\star \frac{1}{2} - \frac{5}{8}$
10	40BS10	1.840	$\frac{7}{8}$	.24	$\star \frac{1}{2} - \frac{5}{8} - \frac{3}{4}$
11	40BS11	2.000	$\frac{7}{8}$	.28	$\star \frac{1}{2} - \frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8}$
12	40BS12	2.170	$\frac{7}{8}$	.34	$\star \frac{1}{2} - \frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1$
13	40BS13	2.330	$\frac{7}{8}$	.45	$\star \frac{1}{2} - \frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1$
14	40BS14	2.490	$\frac{7}{8}$	.51	$\star \frac{1}{2} - \frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1 - 1\frac{1}{8}$
15	40BS15	2.650	$\frac{7}{8}$	.53	$\star \frac{1}{2} - \frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1 - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{4}$
16	40BS16	2.810	$\frac{7}{8}$	.66	$\frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1 - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{4}$
17	40BS17	2.970	1	.88	$\frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1 - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{4}$
18	40BS18	3.140	1	1.03	$\frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1 - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$

**Nota.** Selección de engranajes para relación de transmisión . Tomado de: Tomado de: Martín, “Catalogo Martín”, Bogotá, Colombia [PDF]. Disponible: <https://es.martinsprocket.com/?full=true?lang=es>, Acceso: marzo 23, 2021.

En la tabla 15 se seleccionó la cadena sencilla No.80 de paso de 1” debido a que el piñón conductor que le transmite movimiento a la banda transporta tiene 18 dientes y va a aproximadamente 100rpm, se busca que la cadena resista 5H.P. que es la potencia del motorreductor.



**Tabla 15.**

*Tabla de capacidad de cadena*

**TABLA DE CAPACIDAD**  
CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS NO. 80 PASO 1"

No. de dientes piñón conductor	R.P.M. DEL PIÑÓN CONDUCTOR																											
	10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2700	3000	3400			
9	0.34	0.78	1.45	2.71	3.90	5.05	7.28	8.43	11.5	13.6	15.6	17.6	17.0	14.5	12.6	11.0	8.76	7.17	6.01	5.13	4.45	3.90	3.27	2.79	2.32			
10	0.38	0.87	1.63	3.03	4.37	5.66	8.16	10.6	12.9	15.2	17.5	19.7	19.9	17.0	14.7	12.9	10.3	8.40	7.04	6.01	5.21	4.57	3.83	3.27	2.71			
11	0.42	0.97	1.80	3.36	4.84	6.28	9.04	11.7	14.3	16.9	19.4	21.9	23.0	19.6	17.0	14.9	11.8	9.69	8.12	6.93	6.01	5.27	4.42	3.77	3.10			
12	0.47	1.06	1.98	3.69	5.32	6.89	9.93	12.9	15.7	18.5	21.3	24.0	25.2	22.3	19.4	17.0	13.5	11.0	9.25	7.90	6.85	6.01	5.04	4.30	0			
13	0.51	1.16	2.16	4.03	5.80	7.52	10.8	14.0	17.1	20.2	23.2	26.2	29.1	25.2	21.8	19.2	15.2	12.5	10.4	8.91	7.72	6.78	5.68	4.85	0			
14	0.55	1.25	2.34	4.36	6.29	8.14	11.7	15.2	18.6	21.9	25.1	28.4	31.5	28.2	24.4	21.4	17.0	13.9	11.7	9.96	8.63	7.57	6.35	5.42	0			
15	0.59	1.35	2.52	4.70	6.77	8.77	12.8	16.4	20.0	23.6	27.1	30.6	34.0	31.2	27.1	23.8	18.9	15.4	12.9	11.0	9.57	8.40	7.04	6.01	0			
16	0.63	1.45	2.70	5.04	7.26	9.41	13.5	17.6	21.5	25.3	29.0	32.8	36.4	34.4	29.9	26.2	20.8	17.0	14.2	12.2	10.5	9.25	7.70	6.62	0			
17	0.66	1.55	2.86	5.38	7.75	10.0	14.5	18.7	22.9	27.0	31.0	35.0	38.9	37.7	32.7	28.7	22.7	18.6	15.6	13.3	11.5	10.1	8.49	7.25	0			
18	0.72	1.64	3.07	5.72	8.25	10.7	15.4	19.9	24.4	28.7	33.0	37.2	41.4	41.1	35.6	31.2	24.8	20.3	17.0	14.5	12.6	11.0	9.25	7.90	0			
19	0.76	1.74	3.25	6.07	8.74	11.3	16.3	21.1	25.8	30.4	35.0	39.4	43.8	44.5	38.6	33.9	26.9	22.0	18.4	15.7	13.6	12.0	10.0	8.57	0			
20	0.8	1.84	3.44	6.41	9.24	12.0	17.2	22.3	27.3	32.2	37.0	41.7	46.3	48.1	41.7	36.8	29.0	23.8	19.9	17.0	14.7	12.9	10.8	0	0			
21	0.85	1.94	3.62	6.76	9.74	12.6	18.2	23.5	28.8	33.9	39.0	43.9	48.9	51.7	44.8	39.4	31.2	25.6	21.4	18.3	15.9	13.9	11.7	0	0			
22	0.90	2.04	3.81	7.11	10.2	13.3	19.1	24.8	30.3	35.7	41.0	46.2	51.4	55.5	48.1	42.2	33.5	27.4	23.0	19.6	17.0	14.9	12.5	0	0			
23	0.94	2.14	4.00	7.46	10.7	13.9	20.1	26.0	31.8	37.4	43.0	48.5	53.9	59.3	51.4	45.1	35.8	29.3	24.6	21.0	18.2	15.9	13.4	0	0			
24	0.98	2.24	4.19	7.81	11.3	14.6	21.0	27.2	33.2	39.2	45.0	50.8	56.4	62.0	54.8	48.1	38.2	31.2	26.2	22.3	19.4	17.0	14.2	0	0			
25	1.03	2.34	4.37	8.16	11.8	15.2	21.9	28.4	34.7	40.9	47.0	53.0	59.0	64.8	56.2	51.1	40.6	33.2	27.8	23.8	20.6	18.1	15.1	0	0			
26	1.07	2.45	4.56	8.52	12.3	15.9	22.9	29.7	36.2	42.7	49.1	55.3	61.5	67.6	61.8	54.2	43.0	35.2	29.5	25.2	21.8	19.2	16.1	0	0			
28	1.16	2.65	4.94	9.23	13.3	17.2	24.8	32.1	39.3	46.3	53.2	59.9	66.7	73.3	69.0	60.6	48.1	39.4	33.0	28.2	24.4	21.4	0	0	0			
30	1.25	2.85	5.33	9.94	14.3	18.5	26.7	34.6	42.3	49.9	57.3	64.6	71.8	78.9	76.6	67.2	53.3	43.6	36.6	31.2	27.1	23.8	0	0	0			
32	1.34	3.06	5.71	10.7	15.3	19.9	28.6	37.1	45.4	53.5	61.4	69.2	77.0	84.6	84.3	74.0	58.7	48.1	40.3	34.4	29.8	26.2	0	0	0			
35	1.48	3.37	6.29	11.7	16.9	21.9	31.6	40.9	50.0	58.9	67.6	76.3	84.8	93.3	96.5	84.7	67.2	55.0	46.1	39.4	34.1	0	0	0	0			
40	1.71	3.89	7.27	13.6	19.5	25.3	36.4	47.2	57.7	68.0	78.1	88.1	98.0	108	117	103	82.1	67.2	56.3	48.1	20.0	0	0	0	0			
45	1.94	4.42	8.25	15.4	22.2	28.7	41.4	53.6	65.6	77.2	88.7	100	111	122	133	123	98.0	80.2	67.2	54.1	0	0	0	0	0			
	Lubricación Tipo A				Lubricación Tipo B												Lubricación Tipo C											

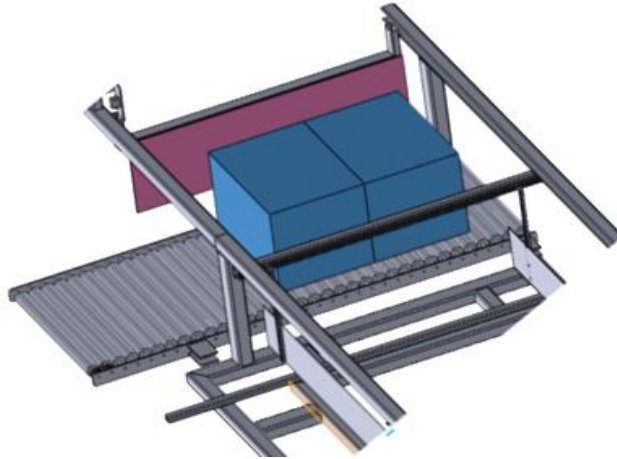
**Nota.** Tabla de capacidad de cadena. Tomado de: Intermecc, "Transmision de potencia piñones y cadena", disponible en: <https://www.intermecc.com.co/literatura.php>, Acceso: marzo 23, 2021.

**3.9.3. Empujador lateral**

Primero se calcula la potencia inercial de cada elemento que va a ser movido mediante el motor (55) [27] como se ve en la figura 47.

**Figura 47.**

*Empujador lateral con cajas en posición de empuje.*



**Nota.** Empujador lateral con dos cajas en posición.

- Potencia inercial de las cajas:

A continuación, se realizarán los cálculos para determinar la potencia necesaria para vencer la inercia de las cajas en (41) [28]

**Ecuación 40.**

Energía cinética cajas

$$E_{cc} = \frac{1}{2} \times m \times v^2$$

$$E_{cc} = \frac{1}{2} \times (2 \times 2,04 \text{ Kg}) \times (0,62\text{m/s})^2$$

$$E_{cc} = 0,78 \text{ J}$$

**Ecuación 41.**

Potencia inercial de las cajas

$$P_{ic} = \frac{E_{cc}}{t}$$

$$Pic = \frac{0,78 J}{3 s}$$

$$Pic = 0,26 w$$

Donde:

Ecc= Energía cinética cajas

m= masa

Pic= Potencia inercial cajas

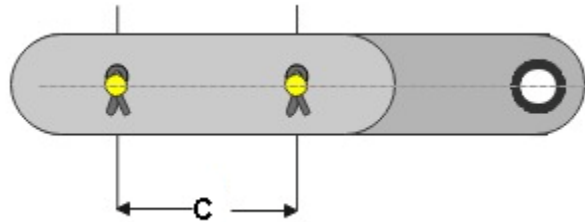
t= Tiempo

- Selección cadena

A continuación, se realizarán los cálculos de selección de la cadena en (42) como la que se ve en la figura 48 [28].

**Figura 48.**

*Cadena de transmisión de potencia.*



**Nota.** Cadena de transmisión de potencia.

**Ecuación 42.**

Numero de eslabones de la cadena

$$Ne = 2x C + \frac{S}{2} + \frac{K}{S}$$

Donde:

Ne = número de eslabones de la cadena

C = distancia entre el centro de los ejes dividida por el paso de la cadena

S = suma de dientes entre los sprockets

K = constante dependiente de D

D = Resta de dientes entre los sprockets

Ndp = número de dientes piñón

Ndc = número de dientes corona

#### **Ecuación 43.**

Distancia entre centros

$$C = \frac{Dc}{Pac}$$

$$C = \frac{107,03 \text{ in}}{0,5 \text{ in}}$$

$$C = 214,06$$

#### **Ecuación 44.**

Suma de dientes sprockets

$$S = Ndp + Ndc$$

$$S = 19 + 19$$

$$S = 38$$

Se calcula el valor de D en (45) y se busca en la tabla 18

#### **Ecuación 45.**

Valor de D

$$D = Ndp - Ndc$$

$$D = 19 - 19$$

$$D = 0$$

Donde K depende de D:

Por lo que K=0

**Tabla 16.**

Tabla de valores de K dependientes de D.

D	K	D	K	D	K	D	K	D	K	D	K	D	K	D	K
1	0.03	25	15.83	49	60.82	73	134.99	97	238.33	121	370.86	145	532.57	169	723.46
2	0.10	26	17.12	50	63.33	74	138.71	98	243.27	122	377.02	146	539.94	170	732.05
3	0.23	27	18.47	51	65.88	75	142.84	99	248.26	123	383.22	147	547.36	171	740.60
4	0.41	28	19.86	52	68.49	76	146.31	100	253.30	124	389.48	148	554.83	172	749.37
5	0.63	29	21.30	53	71.15	77	150.18	101	258.39	125	395.79	149	562.36	173	758.11
6	0.91	30	22.80	54	73.86	78	154.11	102	263.54	126	402.14	150	569.93	174	766.90
7	1.24	31	24.34	55	76.62	79	158.09	103	268.73	127	408.55	151	577.53	175	775.74
8	1.62	32	25.94	56	79.44	80	162.11	104	273.97	128	415.01	152	585.23	176	784.63
9	2.05	33	27.58	57	82.30	81	166.19	105	279.27	129	421.52	153	592.96	177	793.57
10	2.53	34	28.28	58	85.21	82	170.32	106	284.67	130	428.08	154	600.73	178	802.57
11	3.06	35	31.03	59	88.17	83	174.50	107	290.01	131	434.69	155	608.56	179	811.61
12	3.65	36	32.83	60	91.19	84	178.73	108	295.45	132	441.36	156	616.44	180	820.70
13	4.28	37	34.68	61	94.25	85	183.01	109	300.95	133	448.07	157	624.37	181	829.85
14	4.96	38	36.58	62	97.37	86	187.34	110	306.50	134	454.83	158	632.35	182	839.04
15	5.70	39	38.53	63	100.54	87	191.73	111	312.09	135	461.64	159	640.38	183	848.29
16	6.48	40	40.53	64	103.75	88	196.16	112	317.74	136	468.51	160	648.46	184	857.58
17	7.31	41	42.58	65	107.02	89	200.64	113	323.44	137	475.42	161	656.59	185	866.93
18	8.21	42	44.68	66	110.34	90	205.18	114	329.19	138	482.39	162	664.77		
19	9.14	43	46.84	67	113.71	91	209.76	115	334.99	139	489.41	163	673.00		
20	10.13	44	49.04	68	117.13	92	214.40	116	340.84	140	496.47	164	681.28		
21	11.17	45	51.29	69	120.60	93	219.08	117	346.75	141	503.59	165	689.62		
22	12.26	46	53.60	70	124.12	94	223.82	118	352.70	142	510.76	166	698.00		
23	13.40	47	55.95	71	127.69	95	228.61	119	358.70	143	517.98	167	706.44		
24	14.59	48	58.36	72	131.31	96	233.44	120	364.76	144	525.25	168	714.92		

**Nota.** Tabla de valores de K dependientes del valor de D. Tomado de: Intermec, “Cálculo de la longitud de la cadena”, Bogotá, Colombia, agosto 15 2019 [PDF]. Disponible: [https://www.intermec.com.co/pdf/calculo\\_longitud\\_cadena.pdf](https://www.intermec.com.co/pdf/calculo_longitud_cadena.pdf), Acceso: septiembre 21, 2021

El valor de K y D para este caso es igual a 0, por lo que no se tomaría ningún valor de la tabla 16. Se reemplazan los valores hallados en (42) para conocer el número de eslabones:

$$Ne = 2 \times 214,06 + \frac{38}{2} + \frac{0}{38}$$

$$Ne = 447$$

Se reemplaza en (46) para hallar el largo de la cadena:

**Ecuación 46.**

Longitud cadena

$$Lca = \frac{(Ne * Pac) \times 25,4}{1000}$$

$$Lca = \frac{(447 * 0,5 \text{ in}) * 25,4 \text{ mm} * 1m}{1 \text{ in} * 1000 \text{ mm}}$$

$$Lca = 5,68 \text{ m}$$

Donde:

Ne= Número de eslabones

Dc= Distancia entre centros

Pac= Paso de la cadena

Ndp= Número dientes piñón

Ndc= Número dientes corona

Lca= Longitud cadena

- Potencia inercial cadena y sprockets

A continuación, se realizarán los cálculos para determinar la potencia necesaria para vencer la inercia de la cadena y los sprockets en (47)

#### **Ecuación 47.**

Primer momento inercial

$$Im = \frac{1}{2} * m * (rs)^2$$

$$Im = \frac{1}{2} * (mc + ms) * (rs)^2$$

$$Im = \frac{1}{2} * (3,88 + 0,24) * (0,034)^2$$

$$Im = 0,0023 \text{ Kgxm}^2$$

Donde:

Im = primer momento inercial

m = masa

rs = radio sprocket

mc = masa de la cadena

ms = masa del sprocket

Luego se calcula la aceleración angular en (48):

**Ecuación 48.**

Aceleración angular

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_i}{t}$$

$$\alpha = \frac{12,36 \text{ rad/s} - 0}{3s}$$

$$\alpha = 4,12s^2$$

Donde:

$\alpha$  = aceleración angular

$\omega_f$  = velocidad angular final

$\omega_i$  = velocidad angular inicial

t = tiempo

Una vez se tiene la inercia y la aceleración angular, se calcula el momento en (49):

**Ecuación 49.**

Momento 1

$$M1 = Im \times \alpha$$

$$M1 = 0,0023 \text{ Kgxm}^2 \times 4,12s^2$$

$$M1 = 0,0096Nm$$

Donde:

M1 = momento

$I_m$  = primer momento inercial

$\alpha$  = aceleración angular

Se repite este cálculo para el segundo sprocket, calculando primero el primer momento inercial del segundo sprocket y de la cadena en (50):

**Ecuación 50.**

Primer momento inercial

$$I_m = \frac{1}{2} \times m \times v^2$$

$$I_m = \frac{1}{2} \times (m_c + m_s) \times (r_s)^2$$

$$I_m = \frac{1}{2} \times (3,88 + 0,53) \times (0,034)^2$$

$$I_m = 0,0039 \text{Kgxm}^2$$

Donde:

$I_m$  = primer momento inercial

$m$  = masa

$r_s$  = radio sprocket

$m_c$  = masa de la cadena

$m_s$  = masa del sprocket

Luego se calcula la aceleración angular en (51):

**Ecuación 51.**

Aceleración angular

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_i}{t}$$



$$\alpha = \frac{12,36 \text{ rad/s} - 0}{3\text{s}}$$

$$\alpha = 4,12\text{s}^2$$

Donde:

$\alpha$  = aceleración angular

$\omega_f$  = velocidad angular final

$\omega_i$  = velocidad angular inicial

t = tiempo

Una vez se tiene la inercia y la aceleración angular, se calcula el momento en (52):

**Ecuación 52.**

Momento 2

$$M2 = I_m \times \alpha$$

$$M2 = 0,0039 \text{ Kgxm}^2 \times 4,12\text{s}^2$$

$$M2 = 0,016\text{Nm}$$

Donde:

M2 = momento

$I_m$  = primer momento inercial

$\alpha$  = aceleración angular

Se suman los momentos en (53) para tener el momento total de los sprockets y la cadena:

**Ecuación 53.**

Momento total

$$MT = M1 + M2$$

$$MT = 0,0096\text{Nm} + 0,016\text{Nm}$$

$$MT = 0,025Nm$$

Donde:

MT = momento total

Se procede a calcular la potencia en (54):

**Ecuación 54.**

Potencia inercial cadena y sprocket

$$Picd = MT \times \omega$$

$$Picd = 0,025Nm \times 12,36rad/s$$

$$Picd = 0,32w$$

Donde:

Picd = potencia inercial cadena y sprocket

MT = momento total

$\omega$  = velocidad angular

- Potencia inercial mecanismo de empuje

A continuación, se realizarán los cálculos para determinar la potencia necesaria para vencer la inercia del mecanismo de empuje en (56)

**Ecuación 55.**

$$Ecc = \frac{1}{2} \times m \times v^2$$

$$Ecc = \frac{1}{2} \times (1,73 Kg) \times (0,62m/s)^2$$

$$Ecc = 0,33 J$$

**Ecuación 56.**

Potencia inercial mecanismo

$$Pim = \frac{Ecc}{t}$$

$$P_{im} = \frac{0,33 J}{3 s}$$

$$P_{im} = 0,11 w$$

P<sub>im</sub>= Potencia inercial mecanismo

- Potencia de fricción

Para encontrar la potencia de fricción es necesario tener en cuenta la fuerza que debe superar el empujador en (57).

#### **Ecuación 57.**

Fuerza del empujador

$$F = CjT \times g$$

$$F = 40 kg \times 9,81 m/s^2$$

$$F = 392,4 N$$

A continuación, se realizarán los cálculos para determinar la potencia necesaria para vencer la fricción producida con las cajas en (58), la fricción entre las cajas y los rodillos generada al desplazarse sobre ellos de manera lateral se encuentran en la tabla 17.

**Tabla 17.**

*Tabla de coeficientes de fricción entre materiales.*

System	Static friction $\mu_s$	Kinetic friction $\mu_k$
Rubber on dry concrete	1.0	0.7
Rubber on wet concrete	0.7	0.5
Wood on wood	0.5	0.3
Waxed wood on wet snow	0.14	0.1
Metal on wood	0.5	0.3
Steel on steel (dry)	0.6	0.3
Steel on steel (oiled)	0.05	0.03
Teflon on steel	0.04	0.04
Bone lubricated by synovial fluid	0.016	0.015
Shoes on wood	0.9	0.7
Shoes on ice	0.1	0.05
Ice on ice	0.1	0.03
Steel on ice	0.04	0.02

**Nota.** Tabla de coeficientes de fricción entre materiales. Tomado de: Paul Urone, Roger Hinrichs, "College Physics", Houston, Texas [PDF]. Disponible en: [https://assets.openstax.org/oscms-prodcms/media/documents/College\\_Physics-WEB\\_2s5sHvR.pdf](https://assets.openstax.org/oscms-prodcms/media/documents/College_Physics-WEB_2s5sHvR.pdf), Acceso: octubre 16 , 2021.

**Ecuación 58.**

Potencia de fricción

$$P_f = \frac{F \times \sigma \times d}{t}$$

$$P_f = \frac{392,4 \text{ N} \times 0,5 \times 1,85 \text{ m}}{3 \text{ s}}$$

$$P_f = 121,28 \text{ w}$$

Donde:

Pim= Potencia inercial mecanismo

Pf= Potencia de fricción

F= Fuerza

d= Distancia

- Potencia teórica

A continuación, se calcula la potencia teórica haciendo una sumatoria de las potencias previamente halladas (59):

**Ecuación 59.**

Potencia teórica

$$P_t = P_{ic} + P_{icd} + P_{im} + P_f$$

$$P_t = 0,26 \text{ w} + 0,32 \text{ w} + 0,11 \text{ w} + 121,28 \text{ w}$$

$$P_t = 121,96 \text{ w}$$

Donde:

P<sub>t</sub>=Potencia teórica

P<sub>ic</sub>= Potencia inercial cajas

P<sub>icd</sub>= Potencia inercial cadena

P<sub>im</sub>= Potencia inercial mecanismo

- Potencia real

La potencia teórica se divide por la eficiencia del reductor para determinar la potencia real en (60):

**Ecuación 60.**

Potencia real

$$P_r = \frac{P_t}{n}$$

$$P_r = \frac{121,96 \text{ w}}{0,8}$$

$$P_r = 152,46 \text{ w}$$

$$P_r = 0,152 \text{ Kw}$$

$w = 118 \text{ rpm}$

Donde:

Pr= Potencia real

n = eficiencia del reductor

- Selección motorreductor

Teniendo potencia y velocidad angular se busca en el catálogo de ramfe de la figura 49 el motorreductor que más se ajuste a estos datos.

**Figura 49.**

*Catálogo de motorreductores Ramfe.*

Kw / Hp 0.25 / 0.33 - Frame - Polos 63 - 4							
SB01	92.43	19.63	76	18.50	2.9	2401	E00 G05
	65.77	25.77	71	26.00	1.6	2401	G00 G05
	53.44	28.15	63	32.00	2.0	2401	H00 G05
	46.22	31.51	61	37.00	2.0	2401	I00 G05
	32.88	39.21	54	52.00	1.2	2401	L00 G05
	25.52	47.71	51	67.00	1.0	2401	N00 G05
SB02	34.20	41.89	60	50.00	2.3	2402	L00 G05
	29.48	46.16	57	58.00	2.4	2402	M00 G05
	24.43	51.80	53	70.00	1.7	2402	N00 G05

**Nota.** Selección del motorreductor basado en potencia y velocidad, tomado de: Ramfe, "Catalogo Ramfe", Bogotá, Colombia [PDF]. Disponible: <http://www.ramfe.com.co/archivos/184.pdf>, Acceso: marzo 23, 2021.

**Tabla 18.**

*Tabla de propiedades del motorreductor seleccionado.*

<b>Propiedades motorreductor seleccionado</b>		
Potencia	0,25	Kw
Potencia	0,33	hp
Torque	19,63	Nm
Velocidad	92,43	rpm

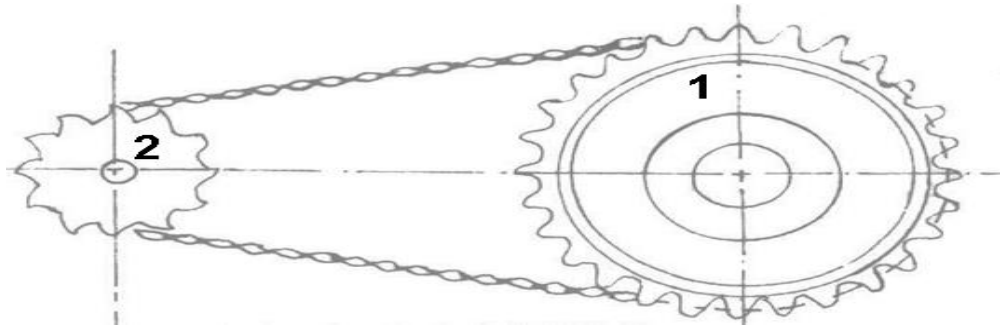
**Nota.** La tabla muestra la Potencia en Kilo watts y Caballos de fuerza, el torque y la velocidad del motor seleccionado.

Del catálogo se selecciona el motorreductor que se muestra en la tabla 18, debido a que no se tiene un motor de la misma potencia requerida en los cálculos, se selecciona el siguiente más grande que para este caso es 0,33hp, esto para que pueda cumplir con la potencia necesaria para mover las cajas a una velocidad lo más cercana posible a la deseada, que en este caso es de 118 rpm como se muestra en la tabla.

Para alcanzar la velocidad de entrada es necesario contar con una relación de transmisión multiplicadora en (61) como se ve en la figura 50:

**Figura 50.**

*Relación de transmisión multiplicadora.*



**Nota.** Diagrama de la relación de transmisión entre engranajes. Tomado de: Metalmecánica Ajuste y montaje de maquinaria, Elementos de máquinas 7, SENA, Albertu Angulo Florez , Bogotá, 2013, Disponible en: [https://repositorio.sena.edu.co/sitios/elementos\\_maquinas/vol7/volumen07.html#](https://repositorio.sena.edu.co/sitios/elementos_maquinas/vol7/volumen07.html#), Acceso: agosto 10, 2021.

#### **Ecuación 61.**

Relación de transmisión

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

$$i = \frac{118 \text{ rpm}}{92,43 \text{ rpm}} = 1,27$$

$$1,27 = \frac{19}{Z_2}$$

$$Z_2 = \frac{19}{1,27} = 15 \text{ Dientes}$$

Donde:

i = Relación de transmisión

w1= Velocidad angular de entrada



w2= Velocidad angular de salida

Z1= Número de dientes de entrada

Z2= Número de dientes de salida

Se seleccionaron los engranajes señalados en la figura 51 que cuentan con una relación de 1,27 entre ellos para la reducción de velocidad.

**Figura 51.**

*Catálogo de engranajes Martín*

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetros Exterior	Largo Total del Barreno	Peso Aprox. (lb)	Barrenos a la Medida en Existencia Incluye Cuñero y 2 Opresores
9	40BS9	1.670	$\frac{7}{8}$	.16	$\star \frac{1}{2} - \frac{5}{8}$
10	40BS10	1.840	$\frac{7}{8}$	.24	$\star \frac{1}{2} - \frac{5}{8} - \frac{3}{4}$
11	40BS11	2.000	$\frac{7}{8}$	.28	$\star \frac{1}{2} - \frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8}$
12	40BS12	2.170	$\frac{7}{8}$	.34	$\star \frac{1}{2} - \frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1$
13	40BS13	2.330	$\frac{7}{8}$	.45	$\star \frac{1}{2} - \frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1$
14	40BS14	2.490	$\frac{7}{8}$	.51	$\star \frac{1}{2} - \frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1 - 1\frac{1}{8}$
15	40BS15	2.650	$\frac{7}{8}$	.53	$\star \frac{1}{2} - \frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1 - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{4}$
16	40BS16	2.810	$\frac{7}{8}$	.66	$\frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1 - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{4}$
17	40BS17	2.970	1	.88	$\frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1 - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{4}$
18	40BS18	3.140	1	1.03	$\frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1 - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{4} - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{2}$
19	40BS19	3.300	1	1.17	$\frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1 - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{4} - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{2}$
20	40BS20	3.460	1	1.33	$\frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1 - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{4} - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{2}$
21	40BS21	3.620	1	1.53	$\frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1 - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{4} - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{2}$
22	40BS22	3.780	1	1.66	$\frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1 - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{4} - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{2}$
23	40BS23	3.940	1	1.92	$\frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1 - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{4} - 1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8} - 1\frac{1}{2}$

**Nota.** Selección de engranajes para relación de transmisión . Tomado de: Tomado de: Martín, “Catalogo de engranajes Martín”, Bogotá, Colombia [PDF]. Disponible: <https://es.martinsprocket.com/?full=true?lang=es>, Acceso: marzo 23, 2021.

En la tabla 19 se seleccionó la cadena sencilla No.40 de paso de 1/2” debido a que el piñón conductor que le transmite movimiento al empujador tiene 15 dientes y va a aproximadamente 100rpm, se busca que la cadena resista 0.33H.P. Que es la potencia del motorreductor.

**Tabla 19.**

*Tabla de capacidad de cadena*

**TABLA DE CAPACIDAD**  
CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS NO. 40 PASO 1/2"

No. de dientes piñón conductor	RPM DEL PIÑON CONDUCTOR																								
	10	25	50	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2400	2700	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000
9	0.04	0.10	0.19	0.35	0.65	0.93	1.21	1.48	2.00	2.51	2.75	3.25	3.73	4.12	3.45	2.74	2.24	1.88	1.50	1.27	1.04	0.75	0.57	0.45	0.37
10	0.05	0.11	0.21	0.39	0.73	1.04	1.35	1.65	2.24	2.81	3.09	3.64	4.18	4.71	4.04	3.21	2.63	2.20	1.88	1.49	1.22	0.87	0.66	0.53	0.43
11	0.05	0.12	0.23	0.43	0.80	1.15	1.50	1.83	2.48	3.11	3.42	4.03	4.63	5.22	4.68	3.70	3.03	2.54	2.17	1.72	1.41	1.01	0.77	0.61	0.50
12	0.06	0.14	0.25	0.47	0.88	1.27	1.65	2.01	2.73	3.42	3.76	4.43	5.09	5.74	5.31	4.22	3.45	2.89	2.47	1.98	1.60	1.15	0.87	0.68	0.57
13	0.06	0.15	0.28	0.52	0.95	1.39	1.80	2.20	2.97	3.73	4.10	4.83	5.55	6.26	5.99	4.76	3.89	3.26	2.79	2.21	1.81	1.29	0.98	0.78	0.64
14	0.07	0.16	0.30	0.56	1.04	1.50	1.95	2.38	3.22	4.04	4.44	5.23	6.01	6.78	6.70	5.31	4.35	3.65	3.11	2.47	2.02	1.45	1.10	0.87	0.71
15	0.07	0.17	0.32	0.60	1.12	1.62	2.10	2.56	3.47	4.35	4.78	5.64	6.47	7.30	7.43	5.89	4.82	4.04	3.45	2.74	2.24	1.60	1.22	0.97	0.79
16	0.08	0.19	0.35	0.65	1.20	1.74	2.25	2.75	3.72	4.66	5.13	6.04	6.94	7.83	8.18	6.49	5.31	4.45	3.80	3.02	2.47	1.77	1.34	1.07	0.92
17	0.08	0.20	0.37	0.69	1.29	1.85	2.40	2.93	3.97	4.98	5.48	6.45	7.41	8.36	8.98	7.11	5.82	4.88	4.14	3.31	2.71	1.94	1.47	1.17	0.98
18	0.09	0.21	0.39	0.73	1.37	1.97	2.55	3.12	4.22	5.30	5.82	6.86	7.88	8.89	9.76	7.75	6.34	5.31	4.54	3.60	2.95	2.11	1.60	1.27	0
19	0.09	0.22	0.42	0.78	1.45	2.09	2.71	3.31	4.48	5.62	6.17	7.27	8.36	9.42	10.5	8.40	6.88	5.76	4.92	3.91	3.20	2.29	1.74	1.38	0
20	0.10	0.24	0.44	0.82	1.53	2.21	2.86	3.50	4.73	5.94	6.53	7.69	8.83	9.96	11.1	9.07	7.43	6.22	5.31	4.22	3.45	2.47	1.88	1.49	0
21	0.11	0.25	0.46	0.87	1.62	2.33	3.02	3.69	4.99	6.26	6.88	8.11	9.31	10.5	11.7	9.76	7.99	6.70	5.72	4.54	3.71	2.66	2.02	1.60	0
22	0.11	0.26	0.49	0.91	1.70	2.45	3.17	3.88	5.25	6.58	7.23	8.52	9.79	11.0	12.3	10.5	8.57	7.18	6.13	4.87	3.98	2.85	2.17	1.72	0
23	0.12	0.27	0.51	0.96	1.78	2.57	3.33	4.07	5.51	6.90	7.59	8.94	10.3	11.8	12.9	11.2	9.16	7.68	6.55	5.20	4.26	3.05	2.32	1.84	0
24	0.13	0.29	0.54	1.00	1.87	2.69	3.48	4.26	5.76	7.23	7.95	9.36	10.8	12.1	13.5	11.9	9.76	8.18	6.99	5.54	4.54	3.25	2.47	1.96	0
25	0.13	0.30	0.56	1.05	1.95	2.81	3.64	4.45	6.02	7.55	8.30	9.78	11.2	12.7	14.1	12.7	10.4	8.70	7.43	5.99	4.82	3.45	2.63	0	0
26	0.14	0.31	0.58	1.09	2.04	2.93	3.80	4.64	6.28	7.88	8.66	10.2	11.7	13.2	14.7	13.5	11.0	9.23	7.88	6.25	5.12	3.66	2.79	0	0
28	0.15	0.34	0.63	1.18	2.20	3.18	4.11	5.03	6.81	8.54	9.39	11.1	12.7	14.3	15.9	15.0	12.3	10.3	8.80	6.99	5.72	4.09	3.11	0	0
30	0.16	0.37	0.68	1.27	2.36	3.42	4.43	5.42	7.33	9.20	10.1	11.9	13.7	15.4	17.2	16.7	13.6	11.4	9.76	7.75	6.34	4.54	3.45	0	0
32	0.17	0.39	0.73	1.36	2.55	3.67	4.75	5.81	7.88	9.86	10.8	12.8	14.7	16.5	18.4	18.4	15.0	12.8	10.8	8.94	6.99	5.00	0	0	0
35	0.19	0.43	0.81	1.50	2.81	4.04	5.24	6.40	8.66	10.9	11.9	14.1	16.2	18.2	20.3	21.0	17.2	14.4	12.3	9.76	7.99	5.72	0	0	0
40	0.22	0.50	0.93	1.74	3.24	4.67	6.05	7.39	10.0	12.5	13.8	16.3	18.7	21.1	23.4	25.7	21.0	17.6	15.0	11.9	9.76	6.99	0	0	0
45	0.25	0.57	1.05	1.97	3.68	5.30	6.87	8.40	11.4	14.2	15.7	18.5	21.2	23.9	26.8	30.5	25.1	21.0	17.9	14.2	11.7	0	0	0	0

Lubricación Tipo A: A mano, con aceite o grasa  
Lubricación Tipo B: En baño de aceite o por splash  
Lubricación Tipo C: Al chorro bajo presión.

La información contenida en estas tablas esta basada en los estándares de la ASOCIACIÓN AMERICANA DE FABRICANTES DE CADENAS (American Chain Association)

INFORMACION INTERMEC

Cuando se trata de cadenas de hilera múltiple de este paso, multiplique por la capacidad por:			
No. DE HILERAS	FACTOR	No. DE HILERAS	FACTOR
2	1.7	5	3.0
3	2.5	6	4.0
4	3.3		

**Nota.** Tabla de capacidad de cadena. Tomado de: Intermecc, "Transmision de potencia piñones y cadena", disponible en: <https://www.intermec.com.co/literatura.php>. Acceso: marzo 23, 2021.

- Diseño eje del empujador

Primero se debe calcular el torque sobre el eje en (62) [29]:

**Ecuación 62.**

Torque sobre el eje

$$TB = \frac{63000 \times Po.}{w}$$

$$TB = \frac{63000 \times 0,33h.p.}{118rpm}$$

$$TB = 176,19Lbxin$$

Donde:

Po = potencia

W = velocidad angular

A continuación, se calcula la fuerza ejercida sobre el eje por la cadena en (63)

**Ecuación 63.**

Fuerza cadena

$$F_c = \frac{TB}{rB}$$

$$F_c = \frac{176,19Lb \cdot in}{1,65in}$$

$$F_c = 106,78Lb$$

Donde:

Fc = Fuerza ejercida por la cadena

TB = torque sobre el eje conducido

rB = radio piñón conducido

Se calcula el ángulo en el que entra en contacto la cadena con el piñón del eje en (64):

**Ecuación 64.**

Angulo de contacto entra  
la cadena y el piñón

$$\theta = \text{Sen}^{-1} \left( \frac{DA - DB}{2 - C} \right)$$

$$\theta = \text{Sen}^{-1} \left( \frac{3,3in - 2,65in}{2 - 107,69in} \right)$$

$$\theta = 0,17^\circ$$

Donde:

Θ = ángulo de contacto entre la cadena y el piñón

DA = diámetro piñón conductor

DB = diámetro piñón conducido

Una vez calculado el ángulo, se calcula la resultante en x (65) y en y (66) de la fuerza de la cadena:

**Ecuación 65.**

Fuerza cadena

$$F_{cx} = F_c \times \cos\theta$$

$$F_{cx} = 106,78Lb \times \cos(0,17)$$

$$F_{cx} = 106,779Lb$$

**Ecuación 66.**

Fuerza cadena

$$F_{cy} = F_c \times \sin\theta$$

$$F_{cy} = 106,78Lb \times \sin(0,17)$$

$$F_{cy} = 0,317Lb$$

Donde:

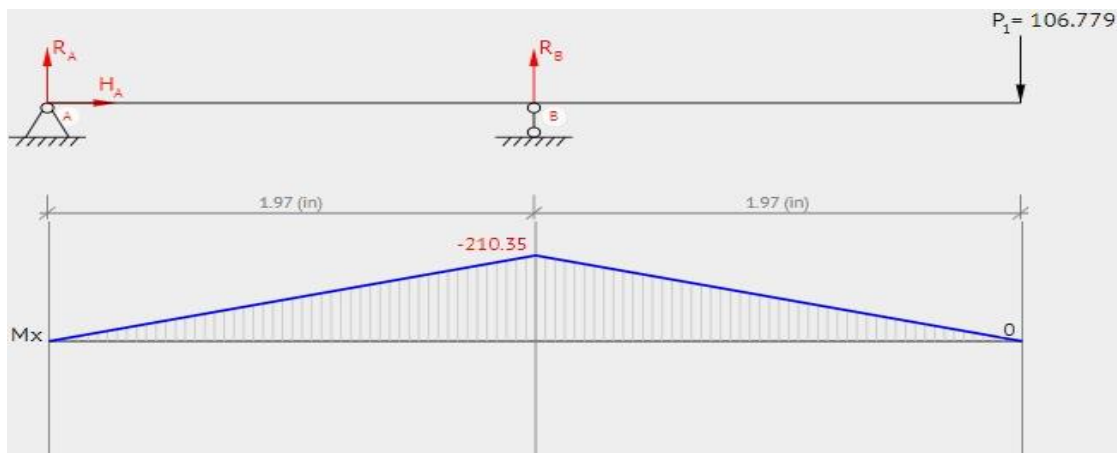
Fc = fuerza ejercida por la cadena

$\Theta$  = ángulo de contacto entre la cadena y el piñón

Las cargas calculadas previamente se ubican sobre el eje en x al igual que los rodamientos que se encuentran sobre el eje, una vez ubicadas las fuerzas mediante el software Beam Calculator se obtiene la figura 52 que da un momento en x en el piñón B de -79,86Lbxin

**Figura 52.**

*Momento sobre el eje X.*

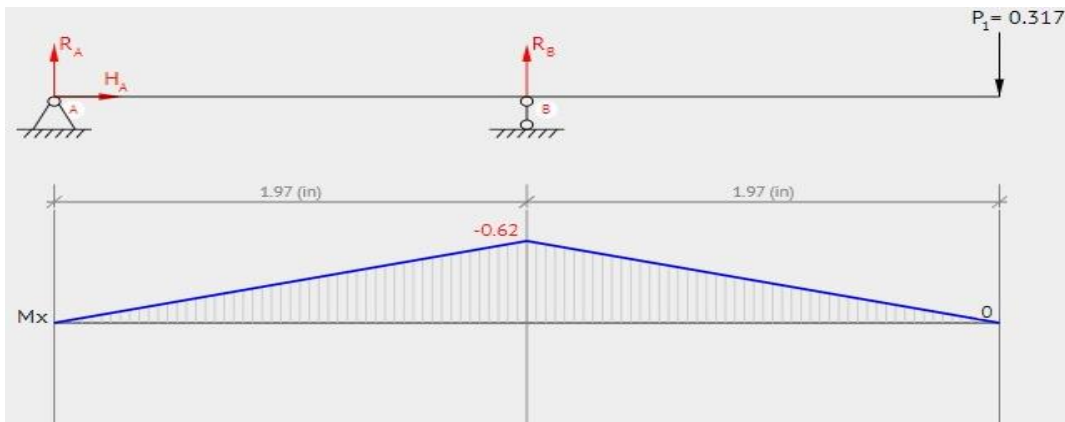


**Nota.** Momento sobre el eje Tomado de: Beamguru.com “software de cálculo estructural de vigas”, Disponible: <https://beamguru.com/online/beam-calculator/>, Acceso: noviembre 20, 2021.

Las cargas calculadas previamente se ubican sobre el eje en y al igual que los rodamientos que se encuentran sobre el eje, una vez ubicadas las fuerzas mediante el software Beam Calculator se obtiene la figura 53 que da un momento en y en el piñón B de -3339,92Lbxin

**Figura 53.**

*Momento sobre el eje Y*



**Nota.** Momento sobre el eje Y. Tomado de: Beamguru.com “software de cálculo estructural de vigas”, Disponible: <https://beamguru.com/online/beam-calculator/>, Acceso: noviembre 20, 2021.

Una vez calculados los momentos en X y en Y sobre el piñón B, se hace una sumatoria de momentos en (67):

**Ecuación 67.**

Sumatoria de momentos

$$MB = \sqrt{(Mx)^2 + (My)^2}$$

$$MB = \sqrt{(-210,35)^2 + (-0,62)^2}$$

$$MB = 210,35Lbxin$$

Ahora se procede a calcular el diámetro del eje en (68) con el Momento máximo calculado previamente:

**Ecuación 68.**

Diámetro del eje

$$D = \left( \frac{32 \times N}{\pi} \times \sqrt{\left( Kt \times \frac{Mmax}{S'n} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left( \frac{T}{Sy} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

$N = 2$  siendo  $N$  un valor para maquinas bajo cargas dinámicas con confianza promedio

$K_t = 2$  valor para ejes con cuñeros de perfil

$S_y = 36$  Ksi que es el esfuerzo de fluencia del acero ASTM A36

$M_{max} = 0,21$  KLbxin que es el momento flector máximo sobre el eje

$T = 0,176$  KLbxin torque sobre el eje

$S'_n$  = resistencia a la fatiga del material

### **Ecuación 69.**

Resistencia a la fatiga del material

$$S'_n = S_n \times K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f$$

Donde:

$S_n$  = es un valor que depende del esfuerzo ultimo a tensión y el tipo de acabado superficial que vaya a tener el eje.

### **Ecuación 70.**

Valor  $S_n$

$$S_n = 0,5 \times S_{uts}$$

$$S_n = 0,5 \times 80 \text{Ksi}$$

$$S_n = 40 \text{Ksi}$$

Donde:

$S_{uts}$  = Esfuerzo ultimo a tensión

Y todos los valores de  $K$  son constantes donde  $K_a$  y  $K_b$  se calculan de la siguiente manera y  $K_c$ ,  $K_d$ ,  $K_e$  y  $K_f$  dependen del material.

### **Ecuación 71.**

Constante  $K_a$

$$Ka = 14,4 \times Sn^{-0,718}$$

$$Ka = 14,4 \times 40^{-0,718}$$

$$Ka = 1,019$$

### **Ecuación 72.**

Constante Kb

$$Kb = 0,91 \times d^{-0,157}$$

$$Kb = 0,91 \times 2^{-0,157}$$

$$Kb = 0,816$$

Donde:

d = es una primera tentativa del diámetro del eje

$$Kc = 1$$

$$Kd = 1$$

$$Ke = 1$$

$$Kf = 1$$

Una vez hallados todos los valores, se procede a reemplazar en (69):

$$S'n = 40Ksi \times 1,019 \times 0,816$$

$$S'n = 33,26 Ksi$$

Una vez calculados todos los datos, se procede a reemplazar en (68):

$$D = \left( \frac{32 \times 2}{\pi} \times \sqrt{\left( 2 \times \frac{0,21}{33,26} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left( \frac{0,176}{36} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 0,65in$$

Dando como resultado que para el sistema de transmisión del elevador se necesita un eje de 0,65in



- Selección rodamiento

Para la selección de los rodamientos se toman las reacciones sobre los rodamientos [30].

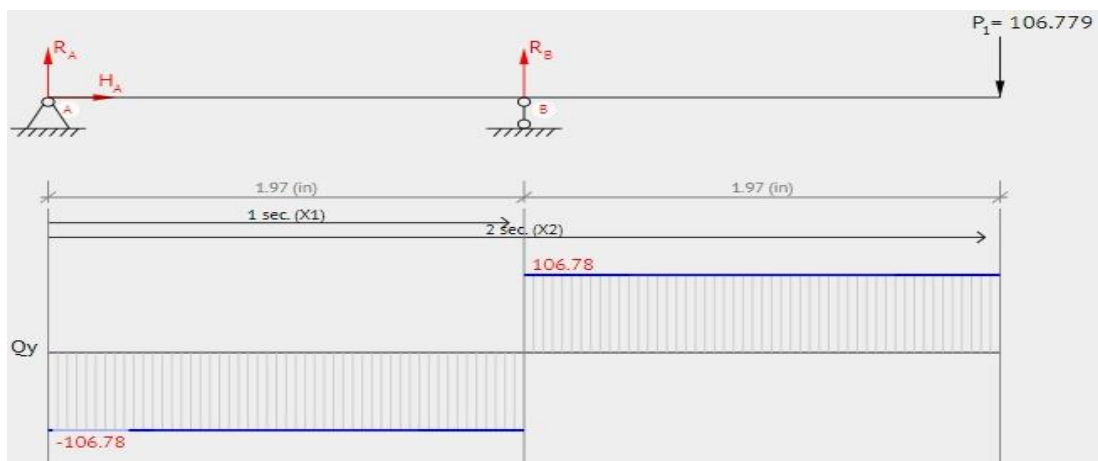
Sobre el eje X,  $F_a = 106,78\text{Lb}$  que es lo mismo que  $474,96\text{N}$

Sobre el eje Y,  $F_r = 0,32\text{Lb}$  que es lo mismo que  $1,42\text{N}$

Como se indican en las figuras 54 y 55 respectivamente

**Figura 54.**

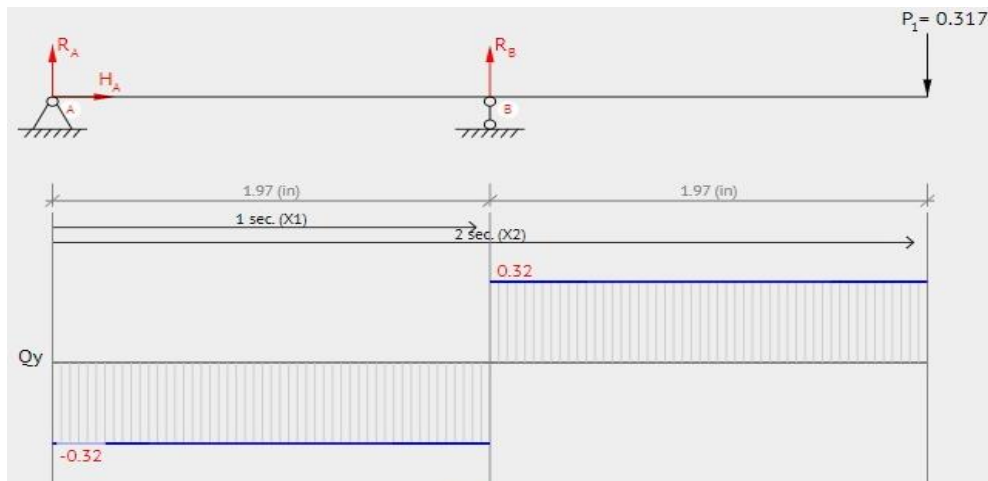
*Carga en X sobre el rodamiento.*



**Nota.** Carga en X sobre el rodamiento. Tomado de: Beamguru.com “software de cálculo estructural de vigas”, Disponible: <https://beamguru.com/online/beam-calculator/>, Acceso: noviembre 20, 2021.

**Figura 55.**

*Carga en Y sobre el rodamiento.*



**Nota.** Carga en Y sobre el rodamiento. Tomado de: Beamguru.com “software de cálculo estructural de vigas”, Disponible: <https://beamguru.com/online/beam-calculator/>, Acceso: noviembre 20, 2021.

Se estableció que el eje del elevador es de 17mm y tiene una velocidad angular de 118rpm.

## Figura 56.

### *Durabilidad del rodamiento en horas.*

Machine type	Specification life Operating hours
Household machines, agricultural machines, instruments, technical equipment for medical use	300 ... 3 000
Machines used for short periods or intermittently: electric hand tools, lifting tackle in workshops, construction equipment and machines	3 000 ... 8 000
Machines used for short periods or intermittently where high operational reliability is required: lifts (elevators), cranes for packaged goods or slings of drums etc.	8 000 ... 12 000
Machines for use 8 hours a day, but not always fully utilized: gear drives for general purposes, electric motors for industrial use, rotary crushers	10 000 ... 25 000
Machines for use 8 hours a day and fully utilized: machine tools, woodworking machines, machines for the engineering industry, cranes for bulk materials, ventilator fans, conveyor belts, printing equipment, separators and centrifuges	20 000 ... 30 000
Machines for continuous 24 hour use: rolling mill gear units, medium-sized electrical machinery, compressors, mine hoists, pumps, textile machinery	40 000 ... 50 000
Wind energy machinery, this includes main shaft, yaw, pitching gearbox, generator bearings	30 000 ... 100 000
Water works machinery, rotary furnaces, cable stranding machines, propulsion machinery for ocean-going vessels	60 000 ... 100 000
Large electric machines, power generation plant, mine pumps, mine ventilator fans, tunnel shaft bearings for ocean-going vessels	> 100 000

**Nota.** Selección de durabilidad del rodamiento según aplicación, tomado de: SKF, "Catalogue 5000E", June 2003, Alemania [PDF]. Disponible: <https://www.skf.com/co>, Acceso: octubre 23, 2021.

Para este caso se tiene una durabilidad entre 10000 y 25000 horas que es la durabilidad de máquinas que se usan 8 horas al día, pero no siempre completamente utilizadas, como se muestra en la figura 56.

De este rango de valores se toma un valor intermedio y se determina que:

$$L_{10h} = 20000 \text{ h}$$

- Duración en revoluciones:

### **Ecuación 73.**

Duración en revoluciones por minuto

$$L_{10} = \frac{60 \times w \times L_{10h}}{10^6}$$

$$L_{10} = \frac{60 \times 118 \times 20000h}{10^6}$$

$$L_{10} = 141,6 \text{ Millones de rpm}$$

Donde:

$L_{10}$  = duración en revoluciones por minuto

$w$  = revoluciones por minuto a las que va el eje

$L_{10h}$  = duración en horas

- Relación C/P requerida:

**Ecuación 74.**

$$\left(\frac{C}{P}\right)^r = L_{10}^{\frac{1}{p}}$$

$$\left(\frac{C}{P}\right)^r = 141,6^{\frac{1}{3}}$$

$$\left(\frac{C}{P}\right)^r = 5,21$$

Donde:

$p = 3$  para rodamientos de bolas

- Carga dinámica equivalente teórica

**Ecuación 75.**

$$PT = fT \times F_{max}$$

Rodamiento rígido de bolas:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,5$$

Entonces:

**Ecuación 76.**

$$fT = 1 + \frac{F_a}{F_r}$$

### Ecuación 77.

$$\frac{Fa}{Fr} \leq 0,5$$

$$\frac{474,96N}{1,42N} \leq 0,5$$

$$334,48 > 0,5$$

No se cumple la condición, por lo que, se calcula directamente la carga dinámica real mediante los datos de la tabla 20.

### Ecuación 78.

$$P_{real} = xFr + yFa$$

$$P_{real} = (0,56 \times 1,42) + (1 \times 474,96)$$

$$P_{real} = 475,75N$$

**Tabla 20.**

*Capacidad de carga del rodamiento.*

Calculation factors for single row deep groove ball bearings									
$f_0 F_a/C_0$	Normal clearance			C3 clearance			C4 clearance		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

**Nota.** Capacidad de carga del rodamiento, tomado de: SKF, "Catalogue 5000E", June 2003, Alemania [PDF]. Disponible: <https://www.skf.com/co>, Acceso: octubre 23, 2021.

- Capacidad de carga dinámica teórica:

### Ecuación 79.

Capacidad carga dinámica

$$CT = PT \times \left(\frac{C}{P}\right) r$$

$$CT = 475,75N \times 5,21$$

$$CT = 2478,66N$$

- Verificación de la duración

Se verificará la duración en horas de servicio del rodamiento seleccionado en (81) mediante los datos de la figura 57 que contiene las propiedades mecánicas del rodamiento.

### Figura 57.

*Propiedades del rodamiento SY17TF.*

#### DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	9.56 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	4.75 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0.2 kN
Velocidad límite		9 500 r/min
con tolerancia de eje h6		

**Nota.** Propiedades del rodamiento seleccionado, tomado de: SKF, "Catalogue 5000E", June 2003, Alemania [PDF]. Disponible: <https://www.skf.com/co>, Acceso: octubre 23, 2021.

### Ecuación 80.

Duración en horas

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_{real}}\right)^p$$

$$L_{10} = \left( \frac{9560N}{475,75N} \right)^3$$

$$L_{10} = 8114,04 \text{ Millones de rpm}$$

Donde:

C = Capacidad de carga dinámica básica del rodamiento

#### **Ecuación 81.**

$$L_{10}h = \frac{10^6 \times L_{10}}{60 \times w}$$

$$L_{10}h = \frac{10^6 \times 8114,04}{60 \times 118}$$

$$L_{10}h = 1146050,85 \text{ horas de servicio}$$

#### **3.9.4. Sistema de organización**

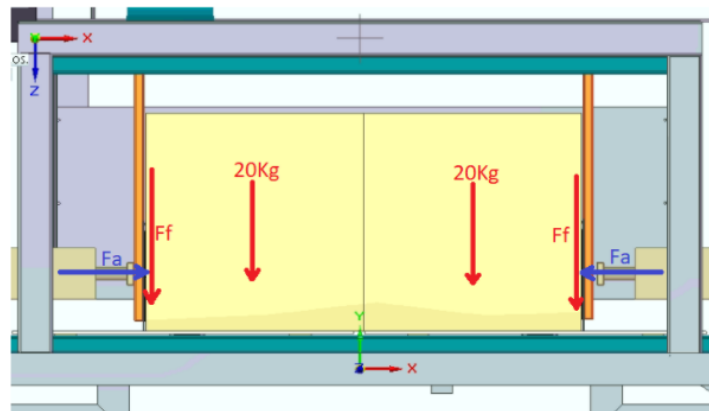
Primero se debe definir la presión a la que trabajará el sistema, la cual generalmente se trabajan entre 80 y 120 psi, por lo que se seleccionó una presión de trabajo de 90 psi, es decir 620,52 KN/m<sup>2</sup>.

- Actuador placas sujetadoras

A continuación se realizará el cálculo para seleccionar el actuador que le da el movimiento a las placas sujetadoras, como se ve en la figura 58 [31].

**Figura 58.**

*Actuador del sujetador de placas.*



**Nota.** Movimiento del actuador que sujeta las cajas.

Se debe calcular la fuerza que necesita el actuador (82):

**Ecuación 82.**

Fuerza actuador

$$F_a = F_f \times \varphi$$

$$F_a = (P_p + P_c) \times \varphi$$

$$F_a = (9,14Kg + 40Kg) \times 0,5$$

$$F_a = 24,57Kg$$

$$F_a = 24,57Kg \times 9,81m/s^2$$

$$F_a = 241,05 N$$

Donde:

Fa = fuerza del actuador

Ff = fuerza de fricción

Pp = peso placas

Pc = peso cajas



$\phi$  = coeficiente de fricción

El coeficiente de fricción se tomó de la tabla 21 en donde se ve que el coeficiente de fricción estático entre madera y metal es de 0,5 que es el caso que más se asemeja al que se tiene en este proyecto que es cartón metal, teniendo en cuenta que cuando las cajas son apretadas por las placas estas tenderán a deslizarse hacia abajo como se muestra en la figura.59.

**Tabla 21.**

*Tabla de coeficientes de fricción entre materiales.*

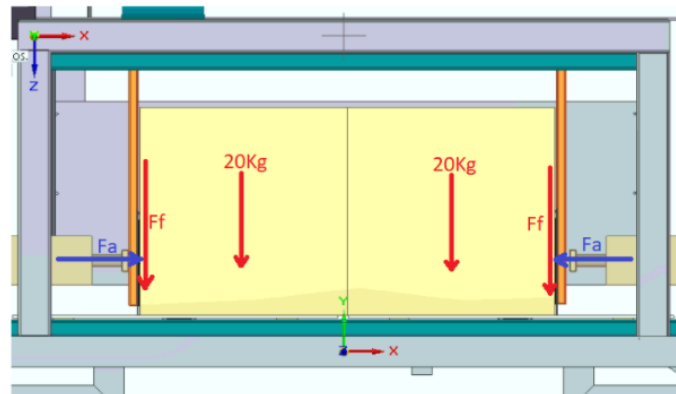
System	Static friction $\mu_s$	Kinetic friction $\mu_k$
Rubber on dry concrete	1.0	0.7
Rubber on wet concrete	0.7	0.5
Wood on wood	0.5	0.3
Waxed wood on wet snow	0.14	0.1
Metal on wood	0.5	0.3
Steel on steel (dry)	0.6	0.3
Steel on steel (oiled)	0.05	0.03
Teflon on steel	0.04	0.04
Bone lubricated by synovial fluid	0.016	0.015
Shoes on wood	0.9	0.7
Shoes on ice	0.1	0.05
Ice on ice	0.1	0.03
Steel on ice	0.04	0.02

**Nota.** Tabla de coeficientes de fricción entre materiales.

Tomado de: Paul Urone, Roger Hinrichs, "College Physics", Houston, Texas [PDF]. Disponible en: [https://assets.openstax.org/oscms-prodcms/media/documents/College\\_Physics-WEB\\_2s5sHvR.pdf](https://assets.openstax.org/oscms-prodcms/media/documents/College_Physics-WEB_2s5sHvR.pdf), Acceso: octubre 16 , 2021.

**Figura 59.**

*Cajas generando fricción con las placas sujetadoras.*



**Nota.** Fricción generada entre las cajas y las placas que las sujetan.

Al conocer la fuerza que se necesita que haga el actuador se puede calcular el diámetro del vástago que necesita en (84):

$$Pnt = \frac{Fa}{Av}$$

**Ecuación 83.**

$$Av = \frac{Fa}{Pnt}$$

$$Av = \frac{241,05N}{620520N/m^2}$$

$$Av = 3,88 \times 10^{-4}m^2$$

**Ecuación 84.**

$$Av = \pi \frac{Dv^2}{4}$$

$$Dv = 0,022m$$

Donde:

Pnt = presión de trabajo

Av = área vástago

Dv = diámetro vástago

El diámetro que da como resultado es de 22mm, pero por factores de seguridad se prefiere trabajar con uno de 32mm, el cual asegura que cumple el trabajo sin riesgo a fallar.

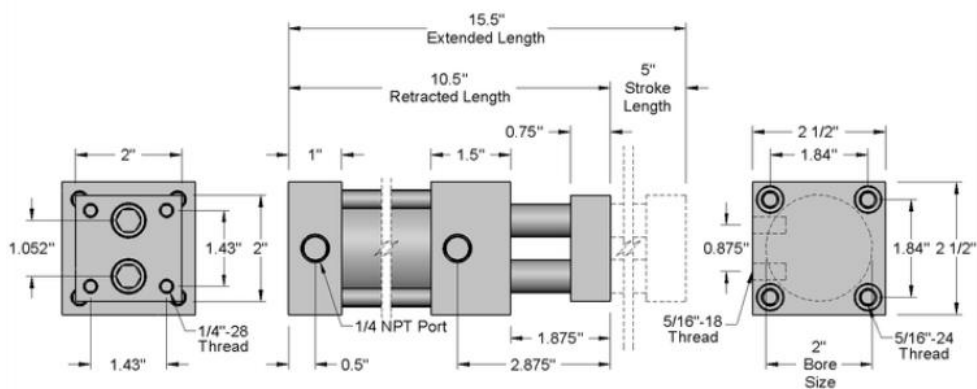
Se hallaron los siguientes datos, los cuales se pueden buscar en un catálogo de actuadores neumáticos y se puede seleccionar que más se acomode al uso que se necesita, como el de la figura 60.

Diámetro vástago = 32mm = 1,26 in

Carrera = 164mm = 6,46in

### Figura 60.

*Dimensiones geométricas actuador seleccionado.*



**Nota.** Dimensiones geométricas actuador seleccionado. Tomado de: McMaster, "Catalogo de actuadores neumáticos" Disponible en: <https://www.mcmaster.com/6648K136/>, Acceso: octubre 16, 2021.

**Tabla 22.**

*Tabla de propiedades del actuador seleccionado.*

<b>Actuador seleccionado</b>		
Referencia	6648K136	
carrera	7	in
carrera	177,8	mm
Diámetro	0,63	in
Diámetro	16,002	mm
Área	$8,04 \times 10^{-4}$	m <sup>2</sup>
Tipo de actuador	Doble	

**Nota.** Se seleccionó un actuador de referencia 6648K136.

Se seleccionó el actuador de la tabla 22, actuador que cumple con la carrera que se necesita para mover las placas que sujetan las cajas, al ser un actuador doble cumple con el diámetro que se necesita.

Ahora se debe calcular la presión del vástago seleccionado en (86):

- Área

**Ecuación 85.**

Área del vástago

$$Av = \pi \frac{Dv^2}{4}$$

$$Av = \pi \frac{(0,016 \text{ mm } x 2)^2}{4}$$

$$Av = 8,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

- Presión del vástago

**Ecuación 86.**

Presión del vástago

$$P_{nv} = \frac{F_a}{A_v}$$

$$P_{nv} = \frac{241,05 \text{ N}}{8,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$P_{nv} = 299717,63 \text{ N/m}^2$$

Donde:

$P_{nv}$  = presión del vástago

Ahora se calcula la velocidad que se necesita en el actuador (87)

**Ecuación 87.**

Velocidad del actuador

$$V_a = \frac{R_{ac}}{t}$$

$$V_a = \frac{0,18 \text{ m}}{2 \text{ seg}}$$

$$V_a = 0,09 \text{ m/s}$$

Donde:

$V_a$  = velocidad del actuador

$R_{ac}$  = recorrido actuador

$t$  = tiempo

Se tomó un tiempo de dos segundos que deben tardar los actuadores en completar su recorrido para sujetar las cajas durante 4 segundos y después otros dos segundos en regresar a su posición inicial.

Ahora se calcula el caudal del actuador en (88):

**Ecuación 88.**

Caudal

$$Q = Va \times Av$$

$$Q = 0,09 \text{ m/s} \times 8,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$Q = 7,15 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 0,15 \text{ CFM}$$

Donde:

Q = caudal del actuador

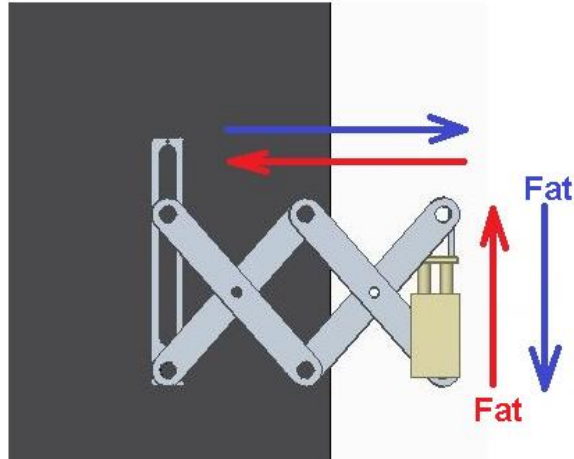
Con esto se evidencia que para mover el actuador que seleccionamos que moverán las placas que sujetarán las cajas, se necesita un caudal de 0,15 CFM, esto teniendo en cuenta que necesitamos que se mueva a una velocidad de 0,09m/s

- Actuador compuertas

A continuación, se calculará el actuador que da el movimiento a las compuertas como se ve en la figura 61 [31].

**Figura 61.**

*Actuador con mecanismo de tijera en la compuerta.*



**Nota.** Movimiento con tijera del actuador que abre las compuertas.

Ahora se calculará fuerza que necesita el actuador para mover las compuertas que dan paso al elevador en (89):

**Ecuación 89.**

Fuerza del actuador

$$Fa = Ff \times \varphi$$

$$Fa = Pco \times \varphi$$

$$Fa = 8,82 \text{ Kg} \times 0,5$$

$$Fa = 4,41 \text{ Kg}$$

$$Fa = 4,41 \text{ Kg} * 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$Fa = 43,27 \text{ N}$$

Donde:

Fa = fuerza del actuador

$F_f$  = fuerza de fricción

$P_{co}$  = peso compuertas

$\phi$  = coeficiente de fricción

El coeficiente de fricción se tomó de la tabla 23 en donde se ve que el coeficiente de fricción estático entre madera y metal es de 0,5 que es el caso que más se asemeja al caso en este proyecto que es cartón metal, teniendo en cuenta que cuando las compuertas son abiertas están en contacto con las cajas como se muestra en la figura .62.



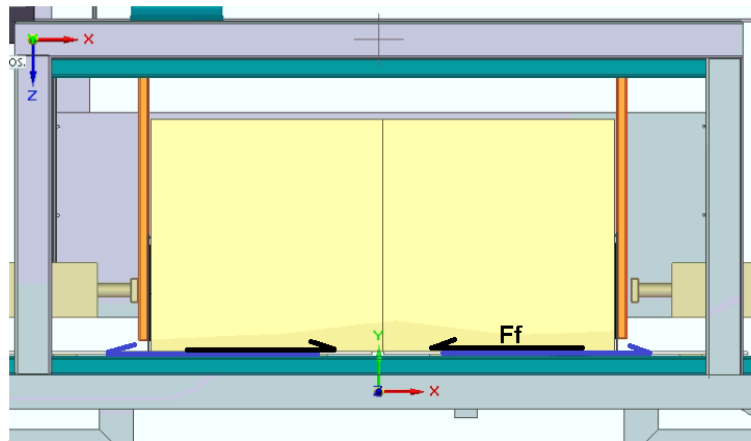
**Tabla 23.***Tabla de coeficientes de fricción entre materiales.*

System	Static friction $\mu_s$	Kinetic friction $\mu_k$
Rubber on dry concrete	1.0	0.7
Rubber on wet concrete	0.7	0.5
Wood on wood	0.5	0.3
Waxed wood on wet snow	0.14	0.1
Metal on wood	0.5	0.3
Steel on steel (dry)	0.6	0.3
Steel on steel (oiled)	0.05	0.03
Teflon on steel	0.04	0.04
Bone lubricated by synovial fluid	0.016	0.015
Shoes on wood	0.9	0.7
Shoes on ice	0.1	0.05
Ice on ice	0.1	0.03
Steel on ice	0.04	0.02

**Nota.** Tabla de coeficientes de fricción entre materiales. Tomado de: Paul Urone, Roger Hinrichs, "College Physics", Houston, Texas [PDF]. Disponible: [https://assets.openstax.org/oscms-prodcms/media/documents/College\\_Physics-WEB\\_2s5sHvR.pdf](https://assets.openstax.org/oscms-prodcms/media/documents/College_Physics-WEB_2s5sHvR.pdf), Acceso: octubre 16 , 2021.

## Figura 62.

*Movimiento de las compuertas al abrirse.*

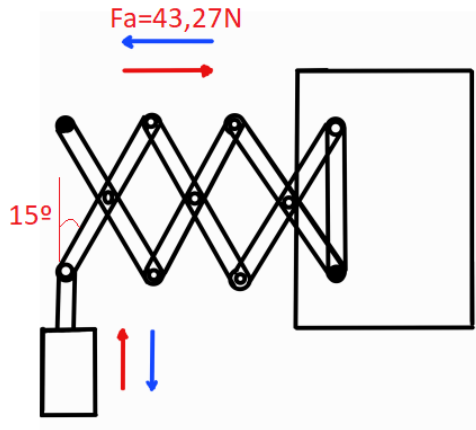


**Nota.** Fricción creada entre las compuertas y las cajas cuando las compuertas se abren.

Esta fuerza se debe recalcular en (90) debido a que se está utilizando un mecanismo de tijera que permite alargar el movimiento que se va a realizar manteniendo una carrera pequeña del actuador, aumentando la fuerza necesaria para esta acción como se ve en la figura 63.

### Figura 63.

*Movimiento del actuador y la tijera para abrir la compuerta.*



**Nota.** Angulo mínimo de apertura de la tijera, donde se presenta la fuerza máxima del actuador.

### Ecuación 90.

Fuerza nueva pistón

$$Fat = \frac{2 \times Fa}{\tan(\theta)}$$

$$Fat = \frac{2 \times 43,27 \text{ N}}{\tan(15)}$$

$$Fat = 322,94 \text{ N}$$

Donde:

Fat = fuerza nueva pistón

$\Theta$  = ángulo mínimo de apertura de la tijera

El cálculo de esta nueva fuerza se hace con el ángulo mínimo de apertura de la tijera debido a que es el punto donde el pistón debe realizar la fuerza máxima.

Al conocer la fuerza que se necesita que haga el actuador se puede calcular el diámetro del vástago que necesita en (91):

**Ecuación 91.**

Presión de trabajo

$$Pnt = \frac{Fat}{Av}$$

$$Av = \frac{Fat}{Pnt}$$

$$Av = \frac{322,94 \text{ N}}{620520 \text{ N/m}^2}$$

$$Av = 5,2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

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

Donde:

Pnt = presión de trabajo

Av = área vástago

Dv = diámetro vástago

El diámetro que da como resultado es de 26mm, pero por factores de seguridad se prefiere trabajar con uno de 32mm, el cual asegura que cumple el trabajo sin riesgo a fallar.

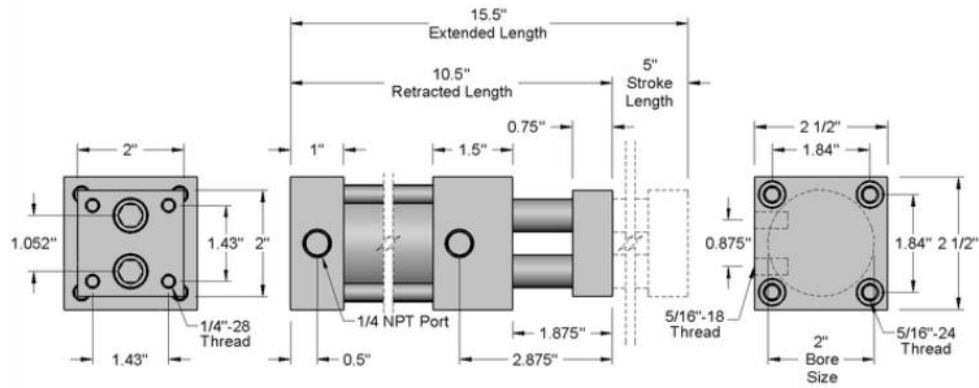
Se hallaron los siguientes datos, los cuales se pueden buscar en un catálogo de actuadores neumáticos y se selecciona el que más se acomode al uso que se necesita como el que se ve en la figura 64.

Diámetro vástago = 32mm = 1,26 in

Carrera = 128mm = 5,04 in

**Figura 64.**

*Dimensiones geométricas del actuador seleccionado.*



**Nota.** Dimensiones geométricas actuador seleccionado. Tomado de: McMaster, “Catalogo de actuadores neumáticos” Disponible en: <https://www.mcmaster.com/6648K134/>, Acceso: octubre 16, 2021.

**Tabla 24.**

*Tabla de propiedades del actuador seleccionado.*

<b>Actuador seleccionado</b>		
Referencia	6648K134	
carrera	6	In
carrera	152,4	Mm
Diámetro	0,63	In
Diámetro	16,002	Mm
Área	$8,04 \times 10^{-4}$	m <sup>2</sup>
Tipo de actuador	Doble	

**Nota.** Se selecciono un actuador de referencia 6648K134.

Se selecciona el actuador de la tabla 24 que cumple con la carrera que se necesita para mover las compuertas que permiten el paso de las cajas hacia el elevador, al ser un actuador doble cumple con el diámetro que se necesita como se indica en la tabla. El

actuador será complementado con una electroválvula 5/2 Vuvs-l25-b52-d-g14-f8 del catálogo de Festo[24].

Ahora se debe calcular la presión del vástago seleccionado en (93):

Área

**Ecuación 92.**

Área vástago

$$A_v = \pi \frac{D_v^2}{4}$$

$$A_v = \pi \frac{(0,016 \text{ mm } x 2)^2}{4}$$

$$A_v = 8,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

- Presión del vástago

**Ecuación 93.**

Presión del vástago

$$P_{nv} = \frac{F_{at}}{A_v}$$

$$P_{nv} = \frac{322,94 \text{ N}}{8,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$P_{nv} = 401548,35 \text{ N/m}^2$$

Donde:

$P_{nv}$  = presión del vástago

Ahora calculamos la velocidad que necesitamos en el actuador en (94)

**Ecuación 94.**

Velocidad del actuador

$$V_a = \frac{R_{ac}}{t}$$

$$Va = \frac{0,128 \text{ m}}{2 \text{ seg}}$$

$$Va = 0,064 \text{ m/s}$$

Donde:

Va = velocidad del actuador

Rac = recorrido actuador

t = tiempo

Se tomó un tiempo de dos segundos que deben tardar los actuadores en completar su recorrido para abrir las compuertas, luego mantener las compuertas abiertas durante 4 segundos y después otros dos segundos en regresar a su posición inicial.

Ahora se calcula el caudal del actuador en (95)

#### **Ecuación 95.**

Caudal del actuador

$$Q = Va \times Av$$

$$Q = 0,064 \text{ m/s} \times 8,04 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$Q = 5,15 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 0,11 \text{ CFM}$$

Donde:

Q = caudal del actuador

Con esto se evidencia que para mover el actuador seleccionados para mover las placas que sujetarán las cajas, se necesita un caudal de 0,11 CFM, esto teniendo en cuenta que la velocidad sea de 0,09m/s

- Cálculo compresor

Al tener los caudales de los actuadores seleccionados y teniendo en cuenta que son dos actuadores tanto para las compuertas como para las placas sujetadoras se halla el caudal total en (96):

**Ecuación 96.**

Caudal total

$$QT = Q \times Nac$$

$$QT = (Qapl \times Nacpl) + (Qaco \times Naco)$$

$$QT = (0,15 \times 2) + (0,11 \times 2)$$

$$QT = 0,52 \text{ CFM}$$

Donde:

QT = caudal total

Qapl = Caudal placas sujetadoras

Qaco = Caudal compuertas

Nac = número de actuadores

Ahora se calcula la potencia que necesita el compresor en (97):

**Ecuación 97.**

Potencia compresor

$$Pt = \frac{fa \times Ra}{550 \times t}$$

$$Pt = \frac{75,86 \text{ Lbf} \times 0,39 \text{ ft}}{550 \times 2 \text{ seg}} \times 4$$

$$Pt = 0,106 \text{ H.P.}$$

Donde:

Pt = Potencia teórica



Fa= Fuerza del actuador

Ra= Carrera del actuador

Ahora se calcula la potencia útil que necesita el compresor en (98):

**Ecuación 98.**

Potencia útil

$$Pu = \frac{Pt}{n}$$

$$Pu = \frac{0,106 H.P.}{0,95}$$

$$Pu = 0,12 H.P.$$

Donde:

Pu = potencia útil

n = eficiencia

Con los siguientes parámetros se puede buscar en los catálogos y seleccionar el compresor que mejor se adecue:

Potencia = 0,12 H.P.

Caudal = 0,52 CFM

Se seleccionó un compresor de 2 hp y 3,5 CFM, que cumple con la potencia y el caudal necesarios para suministrar aire a todo el sistema neumático que se maneja en el sistema de apilado como se muestra en la tabla 25.

**Tabla 25.**

*Tabla de propiedades del compresor  
seleccionado.*

<b>Compresor seleccionado</b>		
Referencia	ACP128	
Potencia	2	H.P.
Caudal	3,5	CFM
Presión	90	psi
Capacidad de tanque	25	L

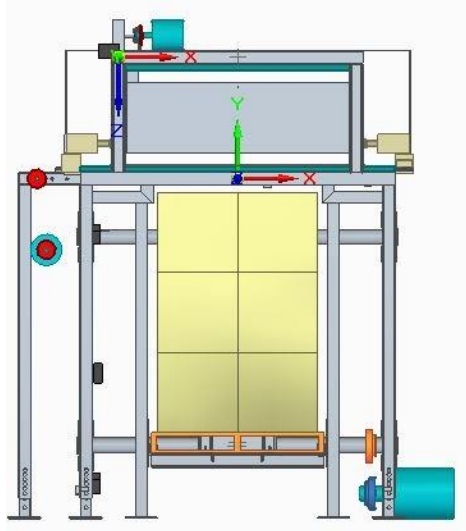
**Nota.** Características del compresor ACP128

**3.9.5. Elevador**

Se tiene en cuenta que para el cálculo del elevador su posición más crítica es cuando esta con la estiba completamente cargada, que son 3 niveles cada uno de 4 cajas y se desplaza 60cm de altura, este se desplaza por medio de un sistema de piñón-cremallera como el que se ve en la figura 65.

**Figura 65.**

*Sistema de piñón-cremallera del elevador.*



**Nota.** Mecanismo de piñón-cremallera.

- Cálculo carga máxima que llevará el elevador

Se sabe que el peso de las cajas es de 20Kg y la estiba tiene un peso de 25Kg, y se sabe que son 4 cajas por nivel y 3 niveles que se apilan sobre la estiba. Entonces se calcula la carga máxima que tendrá encima en (99) [10]:

**Ecuación 99.**

Peso

$$P = P_e + (P_c \times N_c)$$

$$P = 25Kgf + (20Kgf \times 12)$$

$$P = 265Kgf$$

$$P = 265Kgf \times 9,8m/s^2$$

$$P = 2599,65N$$

Donde:

P =Peso

Pe =Peso de la estiba

Nc = Número de cajas

Pc =Peso de las cajas

- Cálculo potencia requerida para el motor

**Ecuación 100.**

Potencia

$$Po = \frac{P \times v}{1000 \times n}$$

Po = potencia

V = velocidad

n =eficiencia

Donde:

**Ecuación 101.**

Eficiencia

$$n = nr \times nc$$

$$n = 0,85 \times 0,9$$

$$n = 0,76$$

Donde:

nr =eficiencia del reductor

nc =eficiencia de la carga

La eficiencia de los reductores va desde 0,85 a 0,9, escogemos el de 0,85 para ponernos en la peor situación y la eficiencia de la carga para estos casos es de 0,9. Se reemplaza en (100) para determinar el valor de la potencia:

$$v = 0,2 \text{ m/s}$$

$$P_o = \frac{2599,65 \text{ N} \times 0,2 \text{ m/s}}{1000 \times 0,76}$$

$$P_o = 0,68 \text{ Kw}$$

$$P_o = 0,92 \text{ hp.}$$

Teniendo la potencia y la velocidad angular, buscamos en catálogo de RAMFE de la figura 66 un motorreductor que cumpla con estos valores o esté un poco por encima de ellos para asegurarnos que cumple.

Potencia: 0,92 H.P. y Velocidad angular: 38,2 rpm. Variables para buscar:

**Figura 66.**

*Catálogo de motorreductores Ramfe.*

	$n_2$ [ 1/min ]	$M_2$ [ Nm ]	$\eta$ [ - ]	$i_{trans.}$ [ - ]	$F_s$ [ - ]	Codigo Equipo	
	Kw / Hp 0.75 / 1 - Frame - Polos 80 - 4						
SB01	288.70	21.83	88	5.75	2.3	2401	A00 A09
	160.70	36.99	83	10.33	1.3	2401	C00 A09
	103.75	53.85	78	16.00	1.0	2401	D00 A09
SB02	150.91	40.34	85	11.00	2.6	2402	C00 A09
	100.61	55.53	78	16.50	2.0	2402	D00 A09
	79.05	67.96	75	21.00	1.8	2402	F00 A09
	67.76	78.23	74	24.50	1.1	2402	G00 A09
	50.30	92.55	65	33.00	1.4	2402	I00 A09
	39.52	110.54	61	42.00	1.2	2402	J00 A09
SB03	72.17	79.39	80	23.00	2.1	2403	G00 A09
	51.88	99.41	72	32.00	2.2	2403	I00 A09
	43.68	114.77	70	38.00	1.7	2403	J00 A09
	35.32	135.87	67	47.00	1.4	2403	L00 A09
SB04	28.14	162.93	64	59.00	1.1	2403	M00 A09
	35.32	143.98	71	47.00	2.2	2404	M00 A09
	29.12	172.16	70	57.00	1.8	2404	M00 A09
	23.06	201.93	65	72.00	1.5	2404	N00 A09

**Nota.** Selección del motorreductor basado en potencia y velocidad. Tomado de: Ramfe, “Catálogo Ramfe”, Bogotá, Colombia [PDF]. Disponible: <http://www.ramfe.com.co/archivos/184.pdf>, Acceso: marzo 23, 2021.

**Tabla 26.**

*Tabla de propiedades del motorreductor seleccionado.*

Motorreductor seleccionado		
Potencia	0,75	Kw
Potencia	1	hp
Torque	114,77	Nm
Velocidad	43,68	rpm

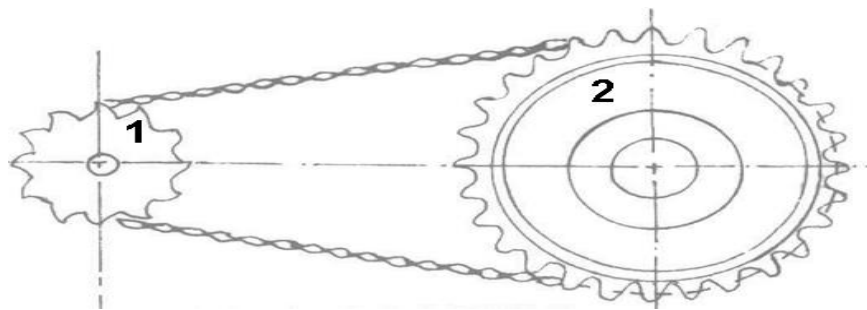
**Nota.** La tabla muestra la Potencia en Kilo watts y Caballos de fuerza, el torque y la velocidad del motorreductor seleccionado.

De catalogo al no tener un motor de la misma potencia requerida en los cálculos, se selecciona el siguiente más grande que para este caso es 1hp, esto para que pueda cumplir con la potencia necesaria para elevar o bajar las cajas a una velocidad lo más cercana posible a la deseada, que en este caso es de 43,68 rpm como se indica en la Tabla 26.

Para alcanzar la velocidad de entrada es necesario contar con una relación de transmisión reductora en (102) como se ve en la figura 67:

**Figura 67.**

*Relación de transmisión reductora.*



**Nota.** Diagrama de la relación de transmisión entre engranajes. Tomado de: *Metalmecánica Ajuste y montaje de maquinaria, Elementos de máquinas 7*, SENA , Albertu Angulo Florez , Bogotá, 2013, Disponible en: [https://repositorio.sena.edu.co/sitios/elementos\\_maquinas/vol7/volumen07.html#](https://repositorio.sena.edu.co/sitios/elementos_maquinas/vol7/volumen07.html#), Acceso: agosto 10, 2021.

**Ecuación 102.**

*Relación de transmisión*

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

$$i = \frac{38,2 \text{ rpm}}{43,68 \text{ rpm}} = 0.87$$

$$0,87 = \frac{13}{Z_2}$$

$$Z_2 = \frac{13}{0.87} = 15 \text{ Dientes}$$

Donde:

i = Relación de transmisión

w1= Velocidad angular de entrada

w2= Velocidad angular de salida

Z1= Número de dientes de entrada

Z2= Número de dientes de salida

Se seleccionaron los engranajes señalados en la figura 68 que cuentan con una relación de 0,87 entre ellos para la reducción de velocidad.

### Figura 68.

Catálogo de engranajes Martín

#### Sencillo - Tipo B y C

#### Sencillo - Tipo A

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetro Exterior	Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)	Tipo	Número de Parte	Barreno Piloto	Peso Aprox. (lb)
				Piloto	Barreno Máximo	Diám.	Largo Total					
11	140B11	7.010	B	1½	2¾	4¼	2¼	11.3	A	140A11	1½	5.0
12	140B12	7.580	B	1½	3	4½	2¼	13.2	A	140A12	1½	7.8
13	140B13	8.150	B	1½	3½	5½	2¾	18.9	A	140A13	1½	8.2
14	140B14	8.720	B	1½	3¾	5½	2¾	20.4	A	140A14	1½	10.0
15	140B15	9.280	B	1½	4¼	6¼	2¾	25.1	A	140A15	1½	11.0
16	140B16	9.850	B	1½	4½	6½	2¾	27.9	A	140A16	1½	14.0
17	140B17	10.410	B	1½	4¾	6¾	2¾	29.8	A	140A17	1½	16.0
18	140B18	10.980	B	1½	5	7	2¾	32.0	A	140A18	1½	18.0

**Nota.** Selección de engranajes para relación de transmisión . Tomado de:

Tomado de: Martín, "Catalogo de engranajes Martín", Bogotá, Colombia [PDF]. Disponible: <https://es.martinsprocket.com/?full=true?lang=es>,

Acceso: marzo 23, 2021

En la tabla 27 se seleccionó la cadena sencilla No.80 de paso de 1" debido a que el piñón conductor que le transmite movimiento al elevador tiene 15 dientes y va a



aproximadamente 50rpm, se busca que la cadena resista 1H.P. Que es la potencia del motorreductor.

**Tabla 27.**

*Tabla de capacidad de la cadena*

**TABLA DE CAPACIDAD**  
CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS NO. 140 PASO 1-3/4"

No. de dientes piñon conductor	R.P.M. DEL PIÑON CONDUCTOR																																								
	10	25	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700																
9	1.71	3.89	7.28	13.6	19.5	25.3	30.9	36.4	41.8	47.2	52.5	57.7	55.7	48.9	38.8	31.7	26.8	22.7	19.7	17.3	15.3	13.7	12.4	11.2	10.2																
10	1.91	4.36	8.14	15.2	21.9	28.3	34.6	40.8	46.9	52.9	58.8	64.6	65.2	57.2	45.4	37.2	31.2	26.6	23.1	20.2	17.9	16.1	14.5	13.1	0																
11	2.12	4.83	9.02	16.8	24.2	31.4	38.4	45.2	52.0	58.6	65.2	71.8	75.2	66.0	52.4	42.9	35.9	30.7	26.8	23.3	20.7	18.5	16.7	15.2	0																
12	2.33	5.31	9.91	18.5	26.6	34.5	42.2	49.7	57.1	64.4	71.6	78.7	85.7	75.2	59.7	48.9	41.0	35.0	30.3	26.6	23.6	21.1	19.0	17.3	0																
13	2.54	5.79	10.8	20.2	29.0	37.8	46.0	54.2	62.2	70.2	78.0	85.8	93.5	84.8	67.3	55.1	46.2	39.4	34.2	30.0	26.5	23.8	21.5	19.5	0																
14	2.75	6.27	11.7	21.8	31.5	40.8	49.8	58.7	67.4	76.0	84.5	93.0	101	94.8	75.2	61.6	51.8	44.1	38.2	33.5	29.7	26.6	24.0	21.8	0																
15	2.96	6.76	12.6	23.5	33.9	43.9	53.7	63.2	72.7	81.9	91.1	100	109	105	83.4	68.3	57.2	48.9	42.4	37.2	33.0	29.5	26.6	0	0																
16	3.18	7.24	13.5	25.2	36.3	47.1	57.5	67.8	77.9	87.8	97.7	107	117	116	91.9	75.2	63.1	53.8	46.7	41.0	36.3	32.5	29.3	0	0																
17	3.39	7.73	14.4	26.9	38.8	50.3	61.4	72.4	83.2	93.8	104	115	125	127	101	82.4	69.1	58.0	51.1	44.9	39.8	35.6	32.1	0	0																
18	3.61	8.23	15.4	28.6	41.3	53.5	65.3	77.0	88.5	99.8	111	122	133	138	110	89.8	75.2	64.2	55.7	48.9	43.3	38.8	35.0	0	0																
19	3.82	8.72	16.3	30.4	43.7	56.7	69.3	81.6	93.8	106	118	129	141	150	119	97.4	81.6	69.7	60.4	53.0	47.0	42.1	37.9	0	0																
20	4.04	9.22	17.2	32.1	46.2	59.9	73.2	86.3	99.1	112	124	137	149	161	128	105	88.1	75.2	65.2	57.2	50.8	45.4	0	0	0																
21	4.26	9.72	18.1	33.8	48.7	63.1	77.2	91.0	104	118	131	144	157	170	138	113	94.8	80.9	70.2	61.6	54.6	48.9	0	0	0																
22	4.48	10.2	19.1	35.6	51.3	66.4	81.2	95.6	110	124	138	151	165	178	148	121	102	86.8	75.2	66.0	58.6	52.4	0	0	0																
23	4.70	10.7	20.0	37.3	53.8	69.7	85.2	100	115	130	145	159	173	187	158	130	109	92.8	80.4	70.6	62.6	55.0	0	0	0																
24	4.92	11.2	20.9	39.1	56.3	72.9	89.2	105	121	136	151	166	181	196	169	138	116	98.9	85.7	75.2	66.7	58.7	0	0	0																
25	5.14	11.7	21.9	40.8	58.8	76.2	93.2	110	126	142	158	174	189	205	180	147	123	105	91.1	80.0	70.9	63.5	0	0	0																
26	5.37	12.2	22.8	42.6	61.4	79.5	97.5	115	132	148	165	181	198	214	190	156	131	112	96.7	84.8	75.2	0	0	0	0																
28	5.81	13.3	24.7	46.2	66.5	86.2	105	124	143	161	179	197	214	232	213	174	146	125	108	94.8	84.1	0	0	0	0																
30	6.26	14.3	26.7	49.7	71.6	92.8	113	134	154	173	193	212	231	249	236	193	162	138	120	105	93.2	0	0	0	0																
32	6.71	15.3	28.6	53.3	76.8	99.5	122	143	165	186	206	227	247	267	260	213	178	152	132	116	0	0	0	0	0																
35	7.40	16.9	31.5	58.7	84.6	110	134	158	181	205	227	250	272	295	297	243	204	174	151	130	0	0	0	0	0																
40	8.54	19.5	36.4	67.9	97.7	127	155	182	210	236	263	289	315	340	340	263	219	181	151	128	0	0	0	0	0																
45	9.70	22.1	41.3	77.1	111	144	176	207	238	268	298	328	357	387	434	355	297	237	192	0	0	0	0	0	0																
Lubricación Tipo A	Lubricación Tipo B											Lubricación Tipo C																													
<p><b>Lubricación Tipo A</b> - A mano, con aceitera o brocha  <b>Lubricación Tipo B</b> - En baño de aceite o por salpique  <b>Lubricación Tipo C</b> - Al chorro bajo presión.</p> <p>La información contenida en estas tablas esta basada en los estándares de la ASOCIACIÓN AMERICANA DE FABRICANTES DE CADENAS (American Chain Association) INFORMACIÓN INTERMEC</p> <p>*Para velocidades comprendidas dentro de la zona entre rayas punteadas, considérese el uso de la cadenas silenciosa o Morse Hy. Vo.</p>																																									
<p>Cuando se trata de cadenas de hilera múltiple de este paso, multiplique por la capacidad por:</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>No. DE HILERAS</th><th>FACTOR</th><th>No. DE HILERAS</th><th>FACTOR</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>2</td><td>1.7</td><td>5</td><td>3.9</td> </tr> <tr> <td>3</td><td>2.5</td><td>6</td><td>4.6</td> </tr> <tr> <td>4</td><td>3.3</td><td></td><td></td> </tr> </tbody> </table>																										No. DE HILERAS	FACTOR	No. DE HILERAS	FACTOR	2	1.7	5	3.9	3	2.5	6	4.6	4	3.3		
No. DE HILERAS	FACTOR	No. DE HILERAS	FACTOR																																						
2	1.7	5	3.9																																						
3	2.5	6	4.6																																						
4	3.3																																								

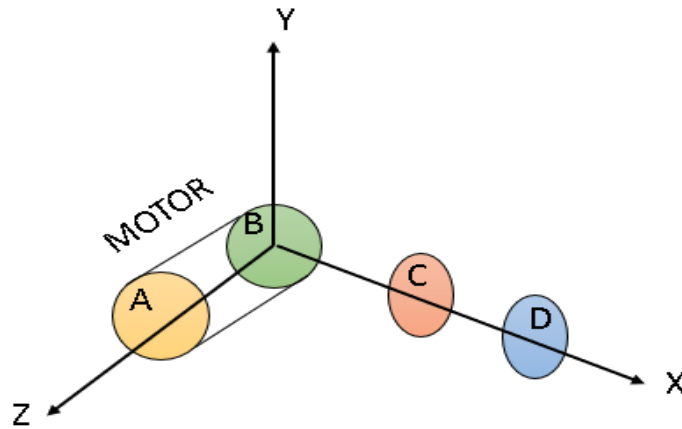
**Nota.** Tabla de capacidad de cadena. Tomado de: Intermecc, "Transmision de potencia piñones y cadena", disponible en: <https://www.intermec.com.co/literatura.php>

- Diseño eje del elevador

Primero se debe calcular el torque sobre el eje en (103) [29], la ubicación de los engranajes para este cálculo se evidencia en la figura 69:

**Figura 69.**

*Ubicación de los engranajes sobre el eje*



**Nota.** Diagrama de ubicación de engranajes en el eje.

**Ecuación 103.**

*Torque en B*

$$TB = \frac{63000 \times Po.}{w}$$

$$TB = \frac{63000 \times 1h.p.}{38,2rpm}$$

$$TB = 1649,21Lbxin$$

Donde:

Po = potencia

W = velocidad angular

A continuación, se calcula la fuerza ejercida sobre el eje por la cadena en (104).

**Ecuación 104.**

*Fuerza cadena*

$$Fc = \frac{TB}{rB}$$

$$F_c = \frac{1649,21 \text{ Lbxin}}{2,33 \text{ in}}$$

$$F_c = 707,81 \text{ Lb}$$

Donde:

$F_c$  = Fuerza ejercida por la cadena

TB = torque sobre el eje conducido

rB = radio piñón conducido

Se calcula el ángulo en el que entra en contacto la cadena con el piñón del eje en (105):

### **Ecuación 105.**

Ángulo de contacto

$$\theta = \text{Sen}^{-1} \left( \frac{DA - DB}{2 - C} \right)$$

$$\theta = \text{Sen}^{-1} \left( \frac{5,3 \text{ in} - 4,66 \text{ in}}{2 - 13,39 \text{ in}} \right)$$

$$\theta = 1,37^\circ$$

Donde:

$\Theta$  = ángulo de contacto entre la cadena y el piñón

DA = diámetro piñón conductor

DB = diámetro piñón conducido

Una vez calculado el ángulo, se calcula la resultante en x (106) y en y (107) de la fuerza de la cadena:

### **Ecuación 106.**

Fuerza cadena en X

$$F_{cx} = F_c \times \text{Cos} \theta$$

$$F_{cx} = 707,61 \text{ Lb} \times \text{Cos}(271,37)$$

$$F_{cx} = -16,92Lb$$

**Ecuación 107.**

Fuerza cadena en Y

$$F_{cy} = F_c \times \text{Sen}\theta$$

$$F_{cy} = 707,81Lb \times \text{Sen}(271,37)$$

$$F_{cy} = 707,61Lb$$

Donde:

$F_c$  = fuerza ejercida por la cadena

$\Theta$  = ángulo de contacto entre la cadena y el piñón

Ahora se calcula la carga ejercida tangencialmente por la cremallera sobre el piñón en (108)

**Ecuación 108.**

*Carga tangencial*

$$WTD = \frac{TC}{rC}$$

$$WTD = \frac{1649,21Lb \times in}{2,33in}$$

$$WTD = 707,81Lb$$

Donde:

WTD = carga tangencial ejercida por la cremallera

TD = torque sobre el piñón C

Ahora se calcula la carga ejercida radialmente por la cremallera sobre el piñón en (109)

**Ecuación 109.**

Carga radial

$$WrD = WTD \times \text{Tan}\theta$$

$$WrD = 707,81Lb \times \text{Tan}(20)$$

$$WrD = 257,621Lb$$

Donde:

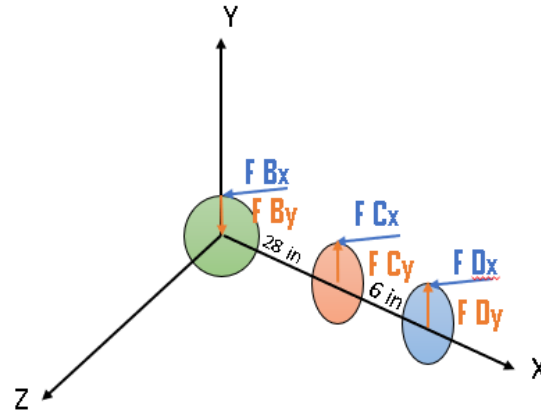
WrD = carga radial ejercida por la cremallera

WTD = carga tangencial ejercida por la cremallera

$\Theta$  = ángulo de contacto entre la cremallera y el piñón

**Figura 70.**

*Diagrama de cuerpo libre eje - Elevador*

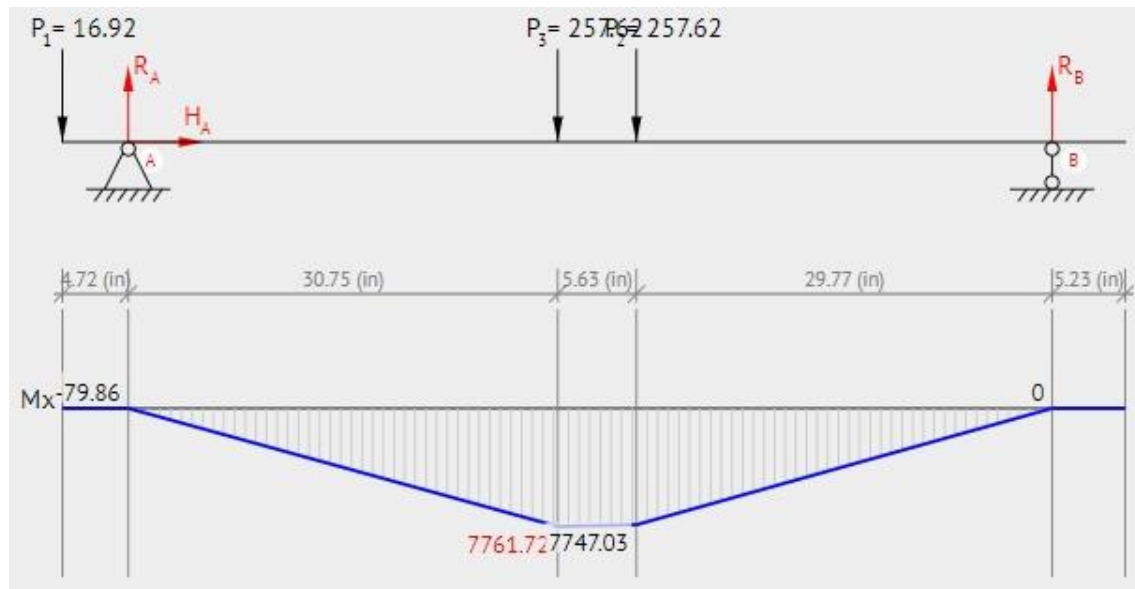


**Nota.** Ubicación de las fuerzas sobre el eje.

Las cargas calculadas previamente se ubican sobre el eje en x al igual que los rodamientos que se encuentran sobre el eje como se ve en la figura 70, una vez ubicadas las fuerzas mediante el software Beam Calculator se obtiene la figura 71 que da un momento en x en el piñón B de -79,86Lbxin

**Figura 71.**

Momento sobre el eje X

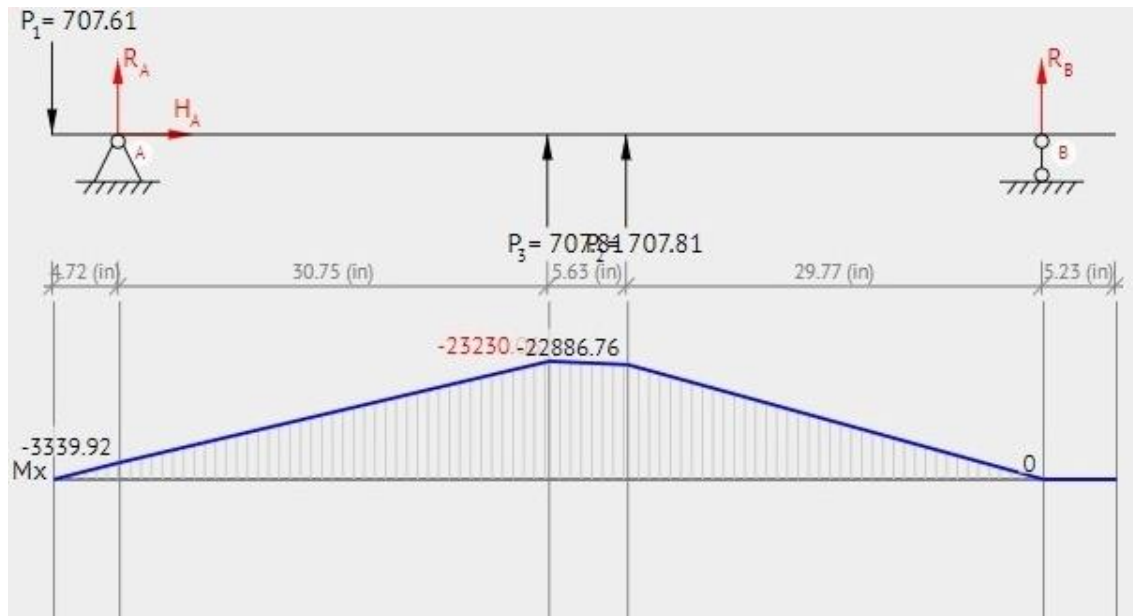


**Nota.** Momento sobre el eje Tomado de: Beamguru.com “software de cálculo estructural de vigas”, Disponible: <https://beamguru.com/online/beam-calculator/>, Acceso: noviembre 20, 2021.

Las cargas calculadas previamente se ubican sobre el eje en y al igual que los rodamientos que se encuentran sobre el eje, una vez ubicadas las fuerzas mediante el software Beam Calculator se obtiene la figura 72 que da un momento en y en el piñón B de -3339,92Lbxin

**Figura 72.**

*Momento sobre el eje Y*



**Nota.** Momento sobre el eje Y. Tomado de: Beamguru.com “software de cálculo estructural de vigas”, Disponible: <https://beamguru.com/online/beam-calculator/>, Acceso: noviembre 20, 2021.

Una vez calculados los momentos en X y en Y sobre el piñón B, se hace una sumatoria de momentos en (110):

**Ecuación 110.**

*Sumatoria de momentos*

$$MB = \sqrt{(Mx)^2 + (My)^2}$$

$$MB = \sqrt{(-79,68)^2 + (-3339,92)^2}$$

$$MB = 334,87 \text{ lbin}$$

Una vez calculados los momentos en X y en Y sobre el piñón C, se hace una sumatoria de momentos en (111):

**Ecuación 111.***Sumatoria de momentos*

$$MC = \sqrt{(Mx)^2 + (My)^2}$$

$$MC = \sqrt{(7761,72)^2 + (-23230,06)^2}$$

$$MC = 24492,45 \text{ lbxin}$$

Una vez calculados los momentos en X y en Y sobre el piñón D, se hace una sumatoria de momentos en (112):

**Ecuación 112.***Sumatoria de momentos*

$$MD = \sqrt{(Mx)^2 + (My)^2}$$

$$MD = \sqrt{(7747,03)^2 + (-22886,76)^2}$$

$$MD = 24162,37 \text{ lbxin}$$

Ahora se procede a calcular el diámetro del eje en (113) con el Momento máximo calculado previamente:

**Ecuación 113.***Diámetro eje*

$$D = \left( \frac{32 \times N}{\pi} \times \sqrt{\left( Kt \times \frac{Mmax}{S'n} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left( \frac{T}{Sy} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

N= 2 siendo N un valor para maquinas bajo cargas dinámicas con confianza promedio

Kt = 2 valor para ejes con cuñeros de perfil

Sy = 36 Ksi que es el esfuerzo de fluencia del acero ASTM A36

Mmax = 24,492 KLbxin que es el momento flector máximo sobre el eje



$T = 1,649 \text{ KLbx}$ in torque sobre el eje

$S'n$  = resistencia a la fatiga del material

**Ecuación 114.**

*Resistencia a la fatiga*

$$S'n = S_n x K_a x K_b x K_c x K_d x K_e x K_f$$

Donde:

$S_n$  = es un valor que depende del esfuerzo ultimo a tensión y el tipo de acabado superficial que vaya a tener el eje.

**Ecuación 115.**

*Valor  $S_n$*

$$S_n = 0,5 x S_{uts}$$

$$S_n = 0,5 x 80 \text{Ksi}$$

$$S_n = 40 \text{Ksi}$$

Donde:

$S_{uts}$  = Esfuerzo ultimo a tensión

Y todos los valores de  $K$  son constantes donde  $K_a$  en (116) y  $K_b$  en (117) se calculan de la siguiente manera y  $K_c$ ,  $K_d$ ,  $K_e$  y  $K_f$  dependen del material.

**Ecuación 116.**

*Valor  $K_a$*

$$K_a = 14,4 x S_n^{-0,718}$$

$$K_a = 14,4 x 40^{-0,718}$$

$$K_a = 1,019$$

### Ecuación 117.

Valor  $K_b$

$$K_b = 0,91 \times d^{-0,157}$$

$$K_b = 0,91 \times 4^{-0,157}$$

$$K_b = 0,732$$

Donde:

$d$  = es una primera tentativa del diámetro del eje

$$K_c = 1$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

$$K_f = 1$$

Se reemplazan los valores hallados en (114)

$$S'_n = 40Ksi \times 1,019 \times 0,732$$

$$S'_n = 29,84Ksi$$

Una vez calculados todos los datos, se procede a reemplazar en (113):

$$D = \left( \frac{32 \times 2}{\pi} \times \sqrt{\left( 2 \times \frac{24,492}{29,84} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left( \frac{1,649}{36} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 3,22in$$

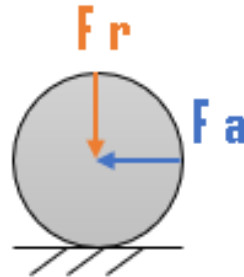
Dando como resultado que para el sistema de transmisión del elevador se necesita un eje de 3,22in

- Selección rodamiento

Para la selección de los rodamientos se toman las reacciones sobre los rodamientos en las direcciones que se muestran en la figura 73 [30].

**Figura 73.**

*Diagrama de cuerpo libre Rodamiento*



**Nota.** Fuerzas ejercidas sobre el rodamiento.

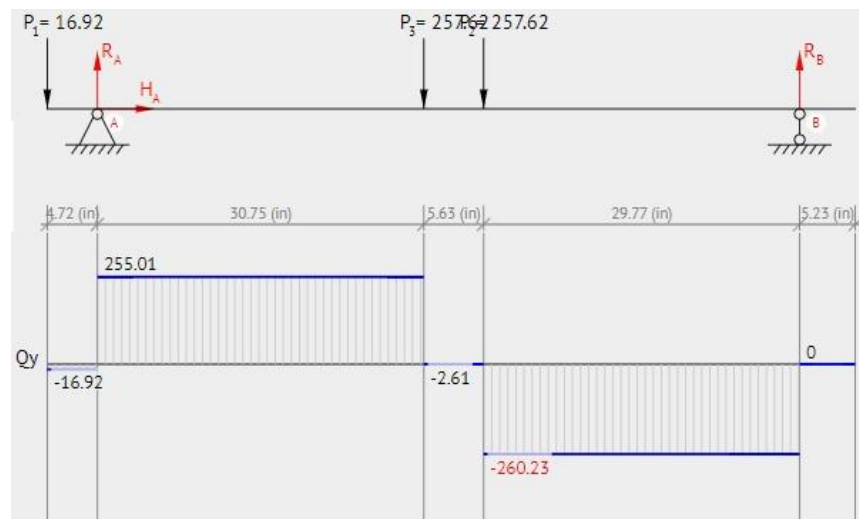
Sobre el eje X,  $F_a = 260,23\text{Lb}$  que es lo mismo que  $1157,5\text{N}$

Sobre el eje Y,  $F_r = 768,79\text{Lb}$  que es lo mismo que  $3419,58\text{N}$

Como se indican en las figuras 74 y 75 respectivamente

**Figura 74.**

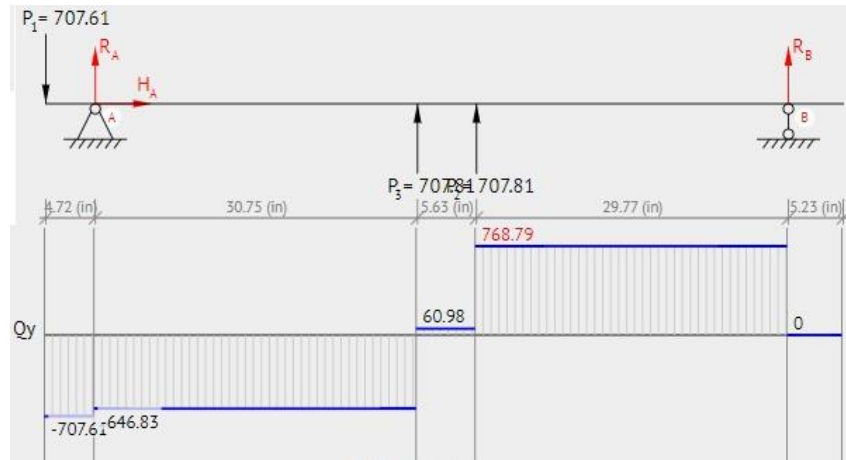
*Diagrama fuerzas sobre el eje X rodamiento*



**Nota.** Carga en X sobre el rodamiento. Tomado de: Beamguru.com “software de cálculo estructural de vigas”, Disponible: <https://beamguru.com/online/beam-calculator/>, Acceso: noviembre 20, 2021.

**Figura 75.**

*Diagrama fuerzas sobre el eje Y rodamiento*



**Nota.** Carga en Y sobre el rodamiento. Tomado de: Beamguru.com “software de cálculo estructural de vigas”, Disponible: <https://beamguru.com/online/beam-calculator/>, Acceso: noviembre 20, 2021.

Se estableció que el eje del elevador es de 90mm y tiene una velocidad angular de 38,2rpm.

## Figura 76.

### Durabilidad del rodamiento en horas

Machine type	Specification life Operating hours
Household machines, agricultural machines, instruments, technical equipment for medical use	300 ... 3 000
Machines used for short periods or intermittently: electric hand tools, lifting tackle in workshops, construction equipment and machines	3 000 ... 8 000
Machines used for short periods or intermittently where high operational reliability is required: lifts (elevators), cranes for packaged goods or slings of drums etc.	8 000 ... 12 000
Machines for use 8 hours a day, but not always fully utilized: gear drives for general purposes, electric motors for industrial use, rotary crushers	10 000 ... 25 000
Machines for use 8 hours a day and fully utilized: machine tools, woodworking machines, machines for the engineering industry, cranes for bulk materials, ventilator fans, conveyor belts, printing equipment, separators and centrifuges	20 000 ... 30 000
Machines for continuous 24 hour use: rolling mill gear units, medium-sized electrical machinery, compressors, mine hoists, pumps, textile machinery	40 000 ... 50 000
Wind energy machinery, this includes main shaft, yaw, pitching gearbox, generator bearings	30 000 ... 100 000
Water works machinery, rotary furnaces, cable stranding machines, propulsion machinery for ocean-going vessels	60 000 ... 100 000
Large electric machines, power generation plant, mine pumps, mine ventilator fans, tunnel shaft bearings for ocean-going vessels	> 100 000

**Nota.** Selección de durabilidad del rodamiento según aplicación, tomado de: SKF, "Catalogue 5000E", June 2003, Alemania [PDF]. Disponible: <https://www.skf.com/co>, Acceso: octubre 23, 2021.

Para este caso se tiene una durabilidad entre 10000 y 25000 horas que es la durabilidad de máquinas que se usan 8 horas al día, pero no siempre completamente utilizadas.

De este rango de valores se toma un valor intermedio y se determina que:

$$L_{10h} = 20000 \text{ h}$$

- Duración en revoluciones:

#### Ecuación 118.

Duración en horas

$$L_{10} = \frac{60 \times w \times L_{10h}}{10^6}$$

$$L_{10} = \frac{60 \times 38,2 \times 20000h}{10^6}$$

$$L_{10} = 45,84 \text{ Millones de rpm}$$

Donde:

L10 = duración en revoluciones por minuto

w = revoluciones por minuto a las que va el eje

L10h = duración en horas

- Relación C/P requerida:

**Ecuación 119.**

$$\left(\frac{C}{P}\right)^r = L10^{\frac{1}{p}}$$

$$\left(\frac{C}{P}\right)^r = 45,84^{\frac{1}{3}}$$

$$\left(\frac{C}{P}\right)^r = 3,58$$

Donde:

p = 3 para rodamientos de bolas

- Carga dinámica equivalente teórica

**Ecuación 120.**

$$PT = fT \times Fmax$$

Rodamiento rígido de bolas:

$$\frac{Fa}{Fr} \leq 0,5$$

Entonces:

**Ecuación 121.**

$$fT = 1 + \frac{Fa}{Fr}$$

**Ecuación 122.**

$$\frac{Fa}{Fr} \leq 0,5$$

$$\frac{1157,5}{3419,58} \leq 0,5$$

$$0,34 \leq 0,5$$

Si se cumple la condición por lo que se reemplaza en (121):

$$fT = 1 + 0,34$$

$$fT = 1,34$$

Y ahora se calcula la carga dinámica equivalente teórica reemplazando en (120):

$$PT = 1,34 \times 3419,58N$$

$$PT = 4582,24N$$

- Capacidad de carga dinámica teórica:

**Ecuación 123.**

$$CT = PT \times \left(\frac{C}{P}\right)^r$$

$$CT = 4582,24N \times 3,58$$

$$CT = 16,404KN$$

Se selecciona un rodamiento SYJ 90 TF con las características de la figura 77.

### Figura 77.

#### Especificaciones rodamiento SYJ 90 TF

#### DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	95.6 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	72 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	2.7 kN
Velocidad límite		2 000 r/min
con tolerancia de eje h6		

**Nota.** Propiedades del rodamiento seleccionado, tomado de: SKF, "Catalogue 5000E", June 2003, Alemania [PDF]. Disponible: <https://www.skf.com/co>, Acceso: octubre 23, 2021.

- Carga equivalente dinámica real

Se calcula mediante las propiedades del rodamiento seleccionado en (124) de la figura 78.

#### Ecuación 124.

$$\frac{Fa}{C_0} = \frac{1157,5N}{72000N} = 0,016 \approx 0,172 \rightarrow e = 0,19$$

Donde:

C<sub>0</sub> = capacidad de carga estática básica del rodamiento



## Figura 78.

### Capacidad de carga rodamiento

Calculation factors for single row deep groove ball bearings									
$f_0 F_a/C_0$	Normal clearance			C3 clearance			C4 clearance		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

**Nota.** Capacidad de carga del rodamiento, tomado de: SKF, "Catalogue 5000E", June 2003, Alemania [PDF]. Disponible: <https://www.skf.com/co>, Acceso: octubre 23, 2021.

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,34 > 0,19 \rightarrow x = 0,56 \quad y = 2,3$$

#### Ecuación 125.

$$P_{real} = xF_r + yF_a$$

$$P_{real} = (0,56 \times 3419,58) + (2,3 \times 1157,5)$$

$$P_{real} = 4577,21N$$

- Verificación de la duración

#### Ecuación 126.

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P_{real}} \right)^p$$

$$L_{10} = \left( \frac{95600N}{4577,21N} \right)^3$$

$$L_{10} = 9111,11 \text{ Millones de rpm}$$

Donde:

C = Capacidad de carga dinámica básica del rodamiento

**Ecuación 127.**

$$L_{10h} = \frac{10^6 \times L_{10}}{60 \times w}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 \times 9111,11}{60 \times 38,2}$$

$$L_{10h} = 3975178,88 \text{ horas de servicio}$$

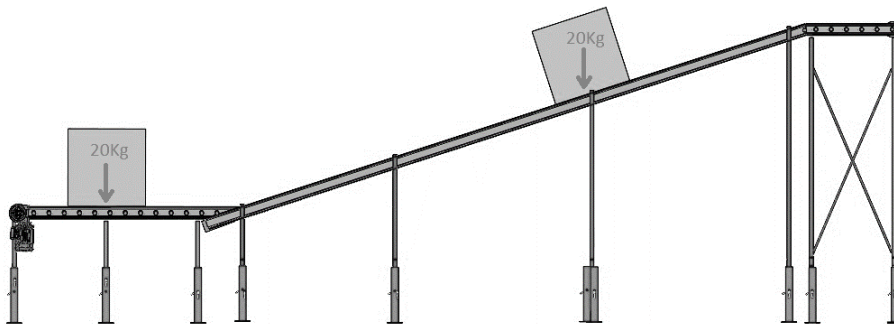
**3.10. Definición de cargas de transportadores y estructura**

**3.10.1. Banda transportadora**

Para la banda transportadora se definió que una caja tarda 14 segundos en recorrerla por completo teniendo un largo de 5,98 metros y también se definió un tiempo de separación entre cajas de 7 segundos, lo cual da que en la banda transportadora solo habrá dos cajas al mismo tiempo como se puede ver en la figura 79.

**Figura 79.**

*Carga máxima sobre la banda transportadora.*

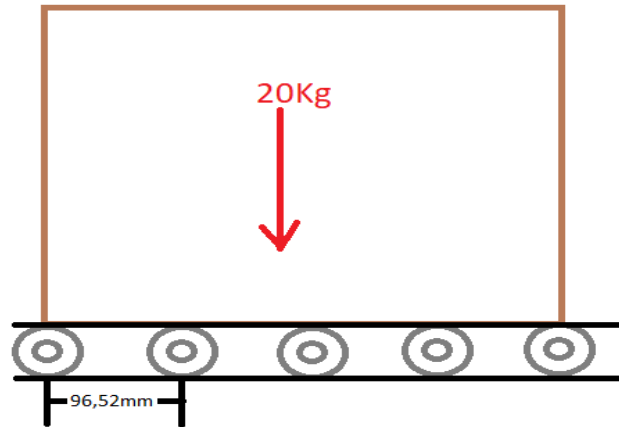


**Nota.** Carga más alta que lleva la banda transportadora.

Dado que el diámetro de los rodillos es de 1,9 pulgadas y que la distancia entre centros de los rodillos es de 3,8 pulgadas, da como resultado que en su peor caso habrá 5 rodillos debajo de la caja soportando el peso de esta mientras es transportada tal y como se aprecia en la figura 80.

**Figura 80.**

*Carga máxima sobre los rodillos de la banda transportadora.*



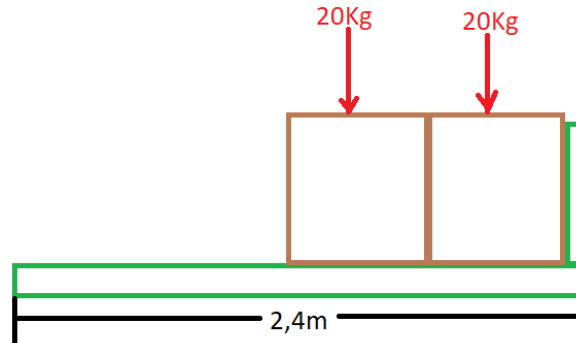
**Nota.** Carga más alta sobre los rodillos.

### **3.10.2. Transportador de rodillos**

Para el transportador de rodillos se definió que una caja tarda en recorrerlo en su totalidad 6 segundos teniendo un largo de 2,4 metros y también se definió una separación entre cajas de 7 segundos, esto da como resultado que en el transportador de rodillos solo hay una caja a la vez, pero como se deben acumular dos cajas al final del transportador para que se accione la siguiente parte del sistema que es el empujador, entonces el transportador tendrá una carga de dos cajas al mismo tiempo como se muestra en la figura 81.

**Figura 81.**

*Carga máxima sobre el transportador de rodillos.*

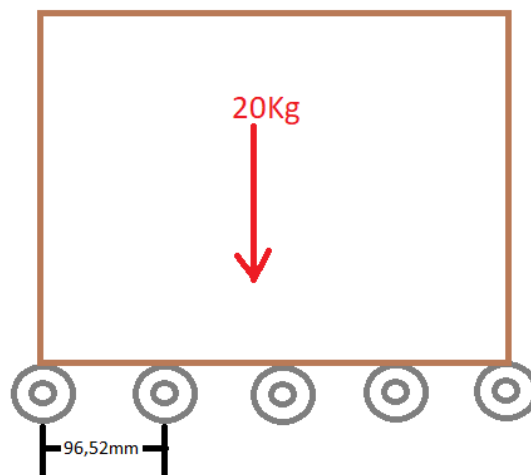


**Nota.** Carga más alta que lleva el transportador de rodillos.

Dado que el diámetro de los rodillos es de 1,9 pulgadas y que la distancia entre centros de los rodillos es de 3,8 pulgadas, da como resultado que en su peor caso habrá 5 rodillos debajo de la caja soportando el peso de esta mientras es transportada tal y como se aprecia en la figura 82.

**Figura 82.**

*Carga máxima sobre los rodillos del transportador de rodillos.*



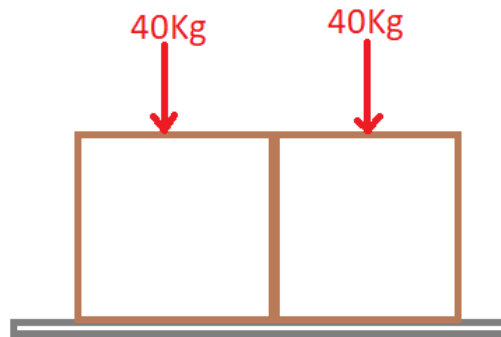
**Nota.** Carga más alta sobre los rodillos.

### 3.10.3. Compuertas

Las compuertas siempre tendrán una carga máxima de 4 cajas, que será la carga que soporten justo antes de que las cajas se han levantadas y las compuertas se abran como se muestra en la figura 83.

**Figura 83.**

*Carga máxima sobre las compuertas.*



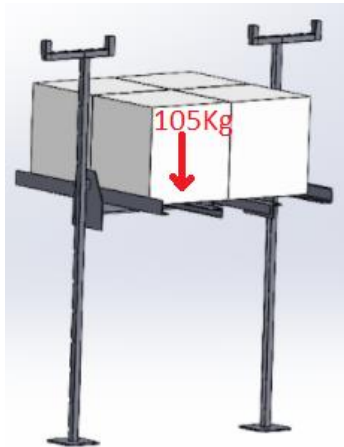
**Nota.** Carga más alta sobre las compuertas.

### 3.10.4. Elevador

El elevador maneja 3 niveles de cajas como carga máxima junto con el peso de la estiba para dar como resultado un total de 265Kg de la figura 85, pesando cada nivel de cajas 80Kg y la estiba 25Kg como se muestra en la figura 84.

**Figura 84.**

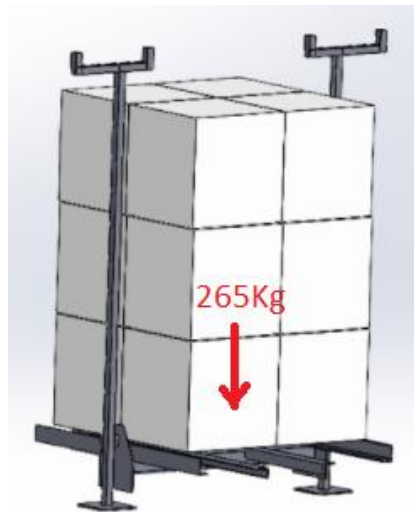
*Elevador con un nivel de cajas.*



**Nota.** Carga sobre el elevador al llevar un nivel de cajas.

**Figura 85.**

*Elevador con carga máxima encima.*



**Nota.** Carga sobre el elevador al llevar la estiba completamente apilada.

### 3.11. Cálculo estructural

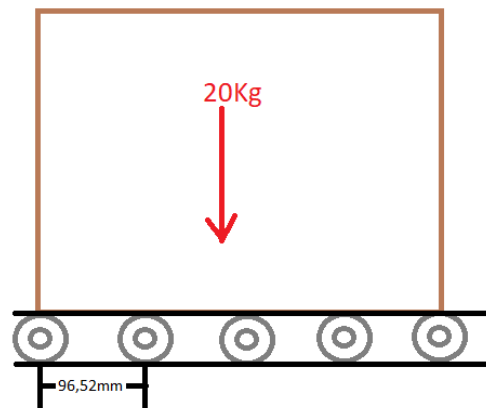
Primero se calculan las cargas que soportan las vigas, el sistema se divide estructuralmente en 3 secciones que son la banda transportadora, el transportador de rodillos y la sección del elevador.

#### 3.11.1. *Banda transportadora*

Primero se deben determinar las cargas que soportan los rodillos individualmente cuando están con su carga más crítica, que en el caso de este proyecto la situación más crítica es cuando solo hay 5 rodillos debajo de la caja mientras esta se está desplazando como se ve en la figura 86 [32].

**Figura 86.**

*Carga máxima sobre los rodillos de la banda transportadora.*



**Nota.** Carga sobre los rodillos en la banda transportadora.

Propiedades de las cajas

Longitud: 1,67 ft

Ancho: 1,67 ft

Peso caja: 44 Lb

**Ecuación 128.**

$$Wdcj = \frac{Pcj}{(Lcj \times Ancj)}$$
$$Wdcj = \frac{44 \text{ lb}}{(1,67 \text{ ft} \times 1,67 \text{ ft})}$$
$$Wdcj = 15,78 \text{ Lb/ft}^2$$

Donde:

$Wdcj$  = Carga distribuida de la caja

$Pcj$  = peso de la caja

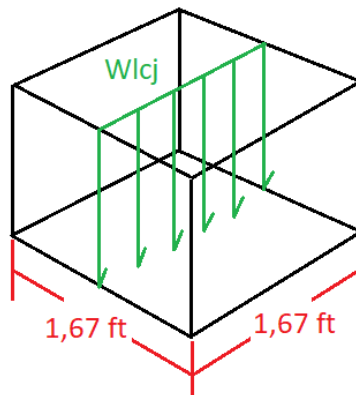
$Lcj$  = largo de la caja

$Ancj$  = ancho de la caja

La carga lineal de una caja en (129) se puede ver evidenciada en la figura 87:

**Figura 87.**

*Carga lineal de una caja*



**Nota.** Carga lineal de una caja.

**Ecuación 129.**

$$Wlcj = Wdcj \times Ancj$$
$$Wlcj = 15,78 \text{ Lb/ft}^2 \times 1,67 \text{ ft}$$



$$Wlcj = 26,35 \text{ Lb/ft}$$

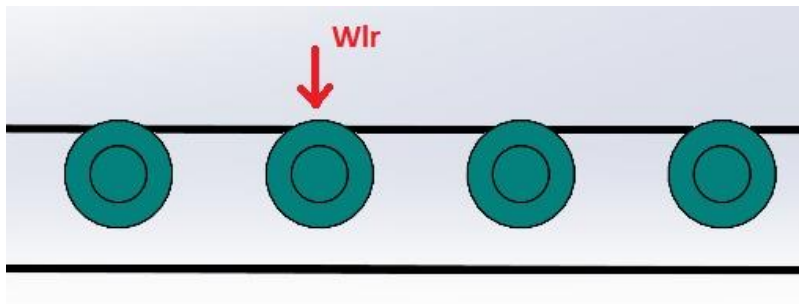
Donde:

$Wlcj$  = carga lineal de una caja

La carga lineal sobre un solo rodillo en (130) se puede ver evidenciada en la figura 88:

**Figura 88.**

*Carga lineal sobre un solo rodillo.*



**Nota.** Carga lineal generada por la cinta y las cajas sobre un solo rodillo.

**Ecuación 130.**

$$Wlr = \frac{Wlcj}{\#rocr}$$

$$Wlr = \frac{26,35 \text{ Lb/ft}}{5}$$

$$Wlr = 5,27 \text{ Lb/ft}$$

Donde:

$Wlr$  = carga lineal sobre un solo rodillo

$\#rocr$  = número de rodillos que cargan la caja

Carga puntual sobre el rodillo en (131):

**Ecuación 131.**

$$Wpr = Wlr \times Lr$$

$$W_{pr} = 5,27 \text{ Lb/ft} \times 1,75 \text{ ft}$$

$$W_{pr} = 9,22 \text{ Lb}$$

Donde:

$W_{pr}$  = carga puntal sobre un rodillo

$L_r$  = largo del rodillo

En la tabla 28 se muestra la ponderación del factor de impacto:

**Tabla 28.**

*Tabla de factor de impacto de las cajas.*

Factor de Impacto	
1	Bajo
2	Medio
3	Alto

**Nota.** Tabla de clasificación del factor de impacto.

Se seleccionó el factor de impacto medio debido a que al empezar a manejar las cajas desde el final de la línea de producción es bastante probable que las cajas vengan de una altura más elevada que la altura a la que se encuentra la banda transportadora del sistema. Además, que así se tiene en cuenta el hecho de que alguna caja sea colocada manualmente, garantizando que los rodillos resistirán el choque de la caja.

Carga de la caja con factor de impacto en (132).

**Ecuación 132.**

*Carga con factor de impacto*

$$W_{pri} = W_{pr} * K_i$$

$$W_{pri} = 9,22 \text{ Lb} \times 2$$

$$W_{pri} = 18,44 \text{ Lb}$$

Donde:

$W_{pri}$  = carga puntal de la caja con impacto

$K_i$  = factor de impacto

Carga de la cinta sobre un rodillo (133):

Peso de la cinta = 208 g/inxm

Ancho de la cinta = 0,6 m

Distancia entre centros de rodillos = 4,2 in

### **Ecuación 133.**

$$W_{pci} = P_{ci} \times A_{nci} \times D_{cro}$$

$$W_{pci} = \frac{208g}{inxm} \times 0,6m \times 4,2in$$

$$W_{pci} = 524,16 g$$

$$W_{pci} = 0,524 Kg$$

$$W_{pci} = 1,15 Lb$$

Donde:

$W_{pci}$  = carga puntual de la cinta

$P_{ci}$  = peso de la cinta

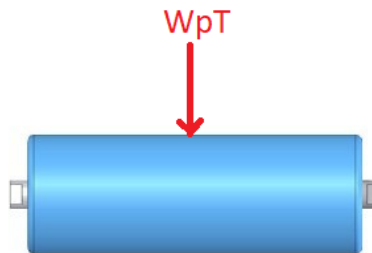
$A_{nci}$  = ancho de la cinta

$D_{cro}$  = distancia entre centros de los rodillos

La carga puntual total sobre un rodillo en (134) se puede ver evidenciada en la figura 89:

**Figura 89.**

*Carga puntual sobre un rodillo*



**Nota.** Carga puntual total sobre un rodillo.

***Ecuación 134.***

$$W_{pT} = W_{pri} + W_{pci}$$

$$W_{pT} = 18,44 Lb + 1,15 Lb$$

$$W_{pT} = 19,59 Lb$$

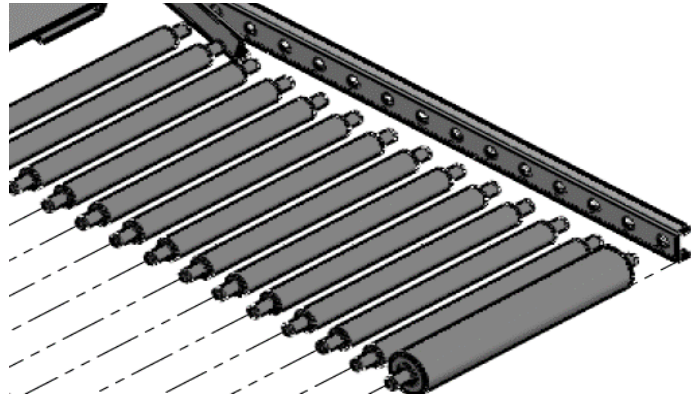
$$W_{pT} = 8,9 Kg$$

$W_{pT}$  = carga puntual total sobre un rodillo

Una vez se tiene la carga que soporta cada rodillo se debe multiplicar por el número de rodillos tiene el perfil en C teniendo en cuenta que la distancia entre centros de los rodillos es de 3,8in, esto para hallar la carga que está soportando la viga en (135), que en este caso es un perfil en C como se ve en la figura 90 [32].

**Figura 90.**

*Numero de rodillos en el perfil en C a evaluar*



**Nota.** Numero de rodillos sobre el perfil a evaluar.

**Ecuación 135.**

$$W_c = W_{pT} \times N_r$$

$$W_c = 19,59Lb \times 15$$

$$W_c = 291,8Lb$$

Donde:

$W_c$  = carga sobre el perfil en C

$W_{pT}$  = carga puntual total sobre un rodillo

$N_r$  = número de rodillos

- *Carga distribuida sobre el perfil en C*

**Ecuación 136.**

$$W_{dc} = \frac{\left(\frac{W_c}{2}\right)}{L_{pc}}$$

$$W_{dc} = \frac{\left(\frac{291,8}{2}\right)}{4,92}$$

$$W_{dc} = 29,65 \text{ Lb/ft}$$

Donde:

$W_{dc}$  = carga distribuida sobre el perfil en C

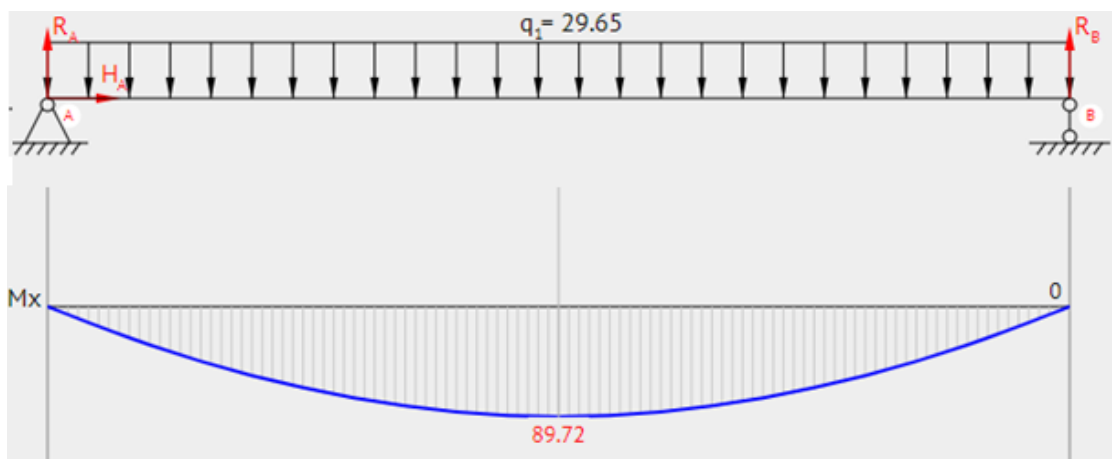
$W_c$  = carga sobre el perfil en C

$L_{pc}$  = largo de la sección del perfil en C

Esta carga se distribuye a lo largo del perfil C que tiene de largo 4,92 ft y para efectos del cálculo se dice que esta viga esta soportada en un extremo por un apoyo fijo y por el otro extremo por un patín, mediante el uso del software Beam Calculator se obtiene la figura 91:

**Figura 91.**

*Momento flector máximo sobre el perfil en C de la banda transportadora*



**Nota.** Momento flector máximo sobre el perfil en C de la banda transportadora.

Tomado de: Beamguru.com “software de cálculo estructural de vigas”, Disponible:

<https://beamguru.com/online/beam-calculator/>, Acceso: octubre 20, 2021.

En el gráfico de la figura 91 se da como resultado un momento flector máximo de 89,72 Lb·ft, con este se puede hallar el módulo de sección necesario para soportar esta carga.

Primero se halla el esfuerzo de flexión del material en (137):

**Ecuación 137.**

$$E_f = E_{fl} \times 0,66$$

$$E_f = 36 \text{ Ksi} \times 0,66$$

$$E_f = 23,76 \text{ Ksi}$$

Donde:

$E_f$  = Esfuerzo de flexión

$E_{fl}$  = esfuerzo de fluencia de los aceros estructurales 36 Ksi

Con este esfuerzo de flexión y el momento flector máximo se determina el módulo de sección en (138):

**Ecuación 138.**

$$S = \frac{M_{fm}}{(E_f \times 1000)}$$

$$S = \frac{1,076 \text{ KLbxin}}{(23,76 \text{ Ksi} \times 1000)}$$

$$S = 0,045 \text{ in}^3$$

Donde:

$S$  = módulo de sección

$M_{fm}$  = momento flector máximo

Este valor se compara con los módulos de sección de los perfiles de los catálogos de la tabla 29 y se selecciona el perfil que tenga un módulo de sección mayor para saber que resiste la carga a la que se someterá.

**Tabla 29.**

*Tabla de propiedades del perfil en C seleccionado.*

C6×13	3.82	6.00	6	0.437	7/16	1/4	2.16	2 1/8	0.343	5/16	13/16	4 3/8	1 3/8 <sup>g</sup>	0.689	5.66
×10.5	3.07	6.00	6	0.314	5/16	3/16	2.03	2	0.343	5/16	13/16	4 3/8	1 1/8 <sup>g</sup>	0.669	5.66
×8.2	2.39	6.00	6	0.200	3/16	1/8	1.92	1 7/8	0.343	5/16	13/16	4 3/8	1 1/8 <sup>g</sup>	0.643	5.66
C5×9	2.64	5.00	5	0.325	5/16	3/16	1.89	1 7/8	0.320	5/16	3/4	3 1/2	1 1/8 <sup>g</sup>	0.616	4.68
×6.7	1.97	5.00	5	0.190	3/16	1/8	1.75	1 3/4	0.320	5/16	3/4	3 1/2	—	0.584	4.68
C4×7.25	2.13	4.00	4	0.321	5/16	3/16	1.72	1 3/4	0.296	5/16	3/4	2 1/2	1 <sup>g</sup>	0.563	3.70
×6.25	1.77	4.00	4	0.247	1/4	1/8	1.65	1 3/4	0.272	5/16	3/4	2 1/2	—	0.546	3.73
×5.4	1.58	4.00	4	0.184	3/16	1/8	1.58	1 5/8	0.296	5/16	3/4	2 1/2	—	0.528	3.70
×4.5	1.38	4.00	4	0.125	1/8	1/16	1.58	1 5/8	0.296	5/16	3/4	2 1/2	—	0.524	3.70
C3×6	1.76	3.00	3	0.356	3/8	3/16	1.60	1 5/8	0.273	1/4	1 1/16	1 5/8	—	0.519	2.73
×5	1.47	3.00	3	0.258	1/4	1/8	1.50	1 1/2	0.273	1/4	1 1/16	1 5/8	—	0.496	2.73
×4.1	1.20	3.00	3	0.170	3/16	1/8	1.41	1 3/8	0.273	1/4	1 1/16	1 5/8	—	0.469	2.73
×3.5	1.09	3.00	3	0.132	1/8	1/16	1.37	1 3/8	0.273	1/4	1 1/16	1 5/8	—	0.456	2.73

**Nota.** Tabla de dimensiones y propiedades de perfiles estructurales. Tomado de: American Institute Of Steel Construction, “Tabla de propiedades de perfiles estructurales” Disponible en: American Institute Of Steel Construction, PDF, Acceso: octubre 25, 2021.

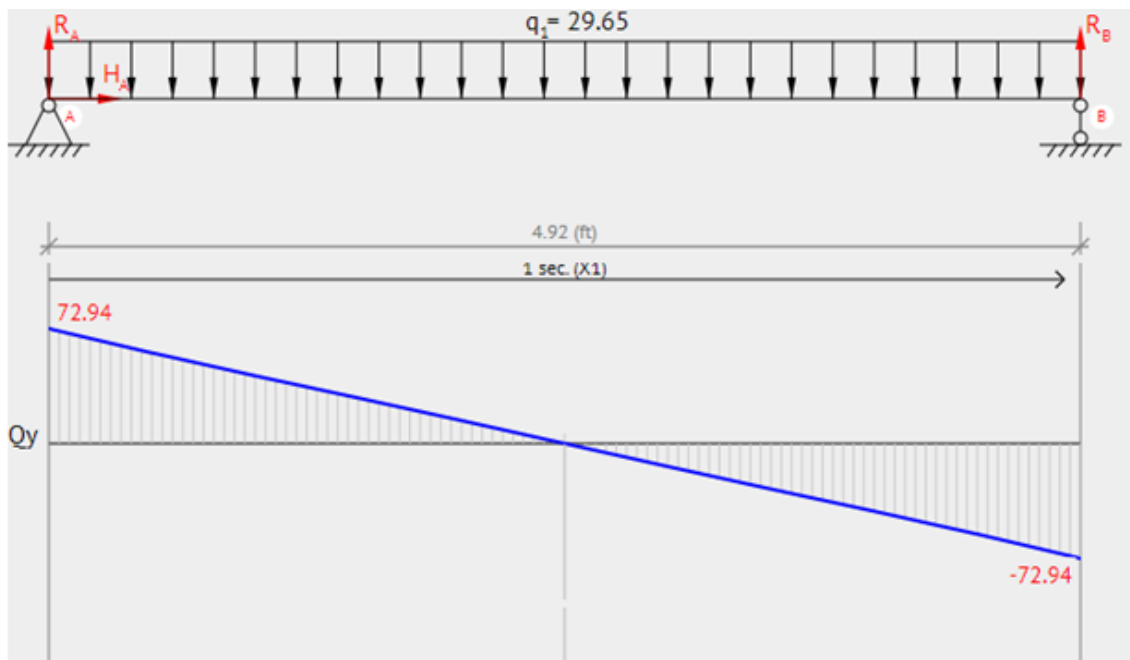
Se seleccionó un perfil C3x3.5 que tiene un módulo de sección de 1,04 in<sup>3</sup> el cual es mayor al módulo de sección necesario para que el perfil resista las cargas.

Con la viga se deben seleccionar las columnas, para lo cual se utilizará el resultado dado por el software beam calculator en la figura 92 que da la reacción en Y sobre el apoyo, siendo esta la carga que soportará la columna:



**Figura 92.**

Reacción en Y sobre los apoyos para el perfil en C.

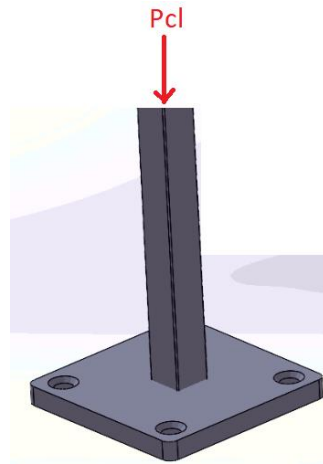


**Nota.** Reacción en Y sobre los apoyos del perfil en C de la banda transportadora.  
Tomado de: Beamguru.com “software de cálculo estructural de vigas”, Disponible:  
<https://beamguru.com/online/beam-calculator/>, Acceso: octubre 20, 2021.

Son 72,94 Lb que da como resultado la reacción en Y para el cálculo de las columnas en (139) [32], a esto se le debe sumar el peso de los perfiles en C como se muestra en la figura 93:

**Figura 93.**

*Carga sobre la columna de la banda transportadora.*



**Nota.** Carga sobre la columna de la banda transportadora.

**Ecuación 139.**

$$P_{cl} = R_e + P_{pfa}$$

$$P_{cl} = 72,94 \text{ Lb} + 3,5 \text{ Lb}$$

$$P_{cl} = 76,44 \text{ Lb}$$

Donde:

$P_{cl}$  = carga sobre la columna

$R_e$  = reacción

$P_{pfa}$  = carga adicional de los perfiles en C

Esta carga sobre la columna se compara con la carga de Euler en (140) [32] que es la carga que soportan las columnas antes de que fallen, esto para poder seleccionar el perfil más adecuado:

#### Ecuación 140.

$$Fe = \frac{(\pi^2 \times E \times A)}{\left(\frac{K \times L}{r}\right)^2}$$

Donde:

Fe = carga de Euler

E = módulo de elasticidad de los aceros estructurales 29000 Ksi

A = área

K = factor de longitud

L = longitud

r = radio de giro

$$Fe = \frac{(\pi^2 \times 29000Ksi \times 0,33 \text{ in}^2)}{\left(\frac{1 \times 22,43}{0,39}\right)^2}$$

$$Fe = 27,7 \text{ Kips}$$

La columna resiste 27,7 Kips, lo cual en comparación con la que está sometida es aproximadamente 360 veces mayor, lo que quiere decir que resiste favorablemente a la situación que se requiere.

Estos cálculos se realizaron con las propiedades de un perfil de acero ASTM A500 de 1"x1" y un espesor de 2,286 mm dándonos como resultado que resiste la carga a la que será sometido, y las columnas al estar compuestas de un perfil interno y uno externo para que las alturas del sistema sean ajustables se escogió el siguiente perfil más grande para ser la parte externa de la columna, este perfil es de 1-1/2"x1-1/2" con un espesor de 2,489 mm y dando un Fe de 239 kips, que también resiste la carga a la que es sometido.

A ambos perfiles se les calculo el factor de esbeltez en (141) para saber que no iban a fallar de esa manera:

### **Ecuación 141.**

$$Fes = \frac{K \times L}{r}$$

Donde:

Fes = factor de esbeltez

K = factor de longitud

L = longitud

r = radio de giro

Perfil ASTM A500 de 1"x1"

$$Fes = \frac{1 \times 22,43 \text{ in}}{0,39 \text{ in}}$$

$$Fes = 57,51 < 200$$

Al ser el factor de esbeltez menor de 200 se comprueba que no fallará por esbeltez

Perfil ASTM A500 de 1-1/2"x1-1/2"

$$Fes = \frac{1 \times 14,17 \text{ in}}{0,56 \text{ in}}$$

$$Fes = 25,3 < 200$$

Al ser el factor de esbeltez menor de 200 se comprueba que no fallará por esbeltez

Al tener una carga sobre la columna de 72,94Lb que es menor a la carga sobre las columnas en la parte del elevador se decidió trabajar con los mismos tornillos que da el cálculo de las columnas en el elevador, que son 4 tornillos de 1/4 de pulgada.

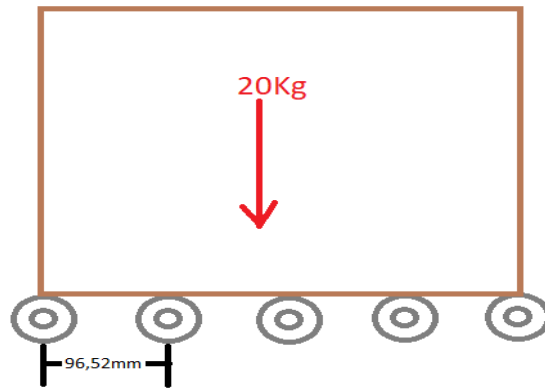
### **3.11.2. Transportador de rodillos**

Se deben determinar las cargas que soportan los rodillos individualmente cuando están con su carga más crítica, que en el caso de este proyecto la situación más crítica es

cuando solo hay 5 rodillos debajo de la caja mientras esta se está desplazando como se ve en la figura 94 [32].

**Figura 94.**

*Carga máxima sobre los rodillos del transportador de rodillos.*



**Nota.** Carga más alta sobre los rodillos en el transportador de rodillos.

Propiedades de las cajas

Longitud: 1,67 ft

Ancho: 1,67 ft

Peso caja: 44 Lb

**Ecuación 142.**

$$Wdcj = \frac{Pcj}{(Lcj \times Ancj)}$$

$$Wdcj = \frac{44 \text{ lb}}{(1,67 \text{ ft} \times 1,67 \text{ ft})}$$

$$Wdcj = 15,78 \text{ Lb/ft}^2$$

Donde:

$W_{dcj}$  = Carga distribuida de la caja

$P_{cj}$  = peso de la caja

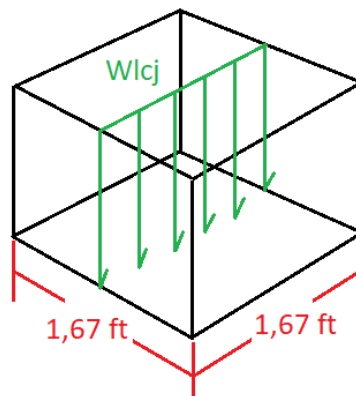
$L_{cj}$  = largo de la caja

$A_{ncj}$  = ancho de la caja

La carga lineal de una caja en (143) se puede ver evidenciada en la figura 95:

**Figura 95.**

*Carga lineal de una caja.*



**Nota.** Carga lineal de una caja.

**Ecuación 143.**

$$W_{lcj} = W_{dcj} \times A_{ncj}$$

$$W_{lcj} = 15,78\text{ Lb/ft}^2 \times 1,67\text{ ft}$$

$$W_{lcj} = 26,35\text{ Lb/ft}$$

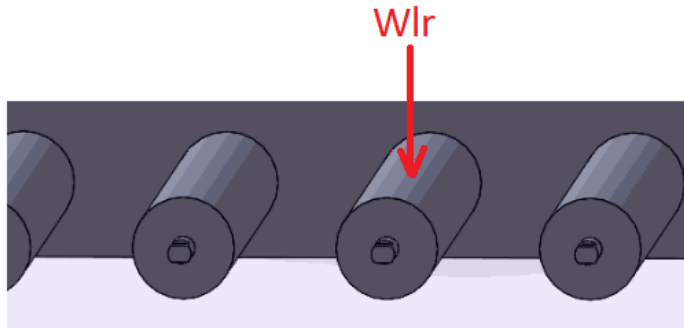
Donde:

$W_{lcj}$  = carga lineal de una caja

La carga lineal sobre un solo rodillo (144) se puede evidenciar en la figura 96:

**Figura 96.**

*Carga lineal sobre un solo rodillo.*



**Nota.** Carga lineal sobre un solo rodillo.

**Ecuación 144.**

$$Wlr = \frac{Wl}{\#rocr}$$

$$Wlr = \frac{26,35 \text{ Lb/ft}}{5}$$

$$Wlr = 5,27 \text{ Lb/ft}$$

Donde:

Wlr = carga lineal sobre un solo rodillo

#rocr = número de rodillos que cargan la caja

Se determina la carga puntual sobre el rodillo en (145):

**Ecuación 145.**

$$Wpr = Wlr \times Lr$$

$$Wpr = 5,27 \text{ Lb/ft} \times 1,75 \text{ ft}$$

$$Wpr = 9,22 \text{ Lb}$$

Donde:

$W_{pr}$  = carga puntal sobre un rodillo

$L_r$  = largo del rodillo

- Carga de la cadena sobre un rodillo

Peso de la cadena = 0,46 Lb/ft

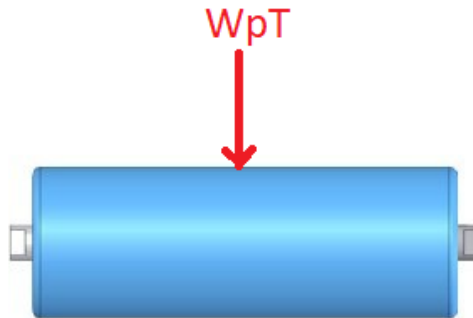
Distancia entre centros de rodillos = 3,8 in

- Carga puntal total sobre un rodillo

La figura 97 muestra cómo se ejerce la carga puntal sobre los rodillos a trabajar en (146).

**Figura 97.**

*Carga puntal Total sobre un solo rodillo.*



**Nota.** Carga puntal total sobre un rodillo.

**Ecuación 146.**

$$W_{pT} = W_{pr} + W_{pca}$$

$$W_{pT} = 9,22 \text{ Lb} + 0,46 \text{ Lb}$$

$$W_{pT} = 9,68 \text{ Lb}$$

Donde:

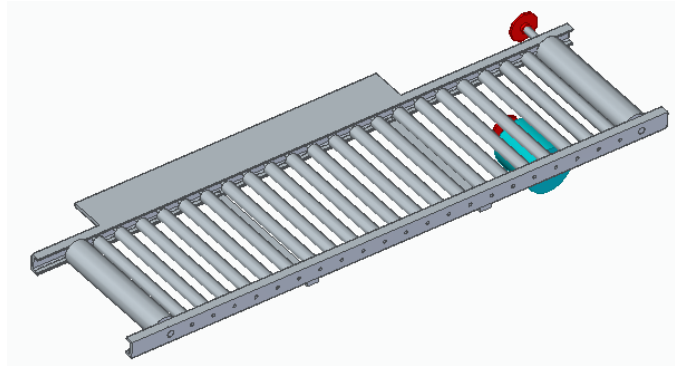
$W_{pT}$  = carga puntal total sobre un rodillo



Una vez se tiene la carga que soporta cada rodillo se debe multiplicar por el número de rodillos que tiene el perfil en C teniendo en cuenta que la distancia entre centros de los rodillos es de 3,8in, esto para hallar la carga que está soportando la viga en (147) [32], que en este caso es un perfil en C como se ve en la figura 98.

**Figura 98.**

*Numero de rodillos en el transportador de rodillos.*



**Nota.** Numero de rodillos en el transportador de rodillos.

**Ecuación 147.**

$$W_c = W_{pT} \times N_r$$

$$W_c = 9,68Lb \times 15$$

$$W_c = 145,2Lb$$

Donde:

$W_c$  = carga sobre el perfil en C

$W_{pT}$  = carga puntual total sobre un rodillo

$N_r$  = número de rodillos

- Carga distribuida sobre el perfil en C

**Ecuación 148.**

$$W_{dc} = \frac{\left(\frac{W_c}{2}\right)}{L_{pc}}$$

$$Wdc = \frac{\left(\frac{145,2}{2}\right)}{7,87}$$

$$Wdc = 9,26 \text{ Lb/ft}$$

Donde:

$Wdc$  = carga distribuida sobre el perfil en C

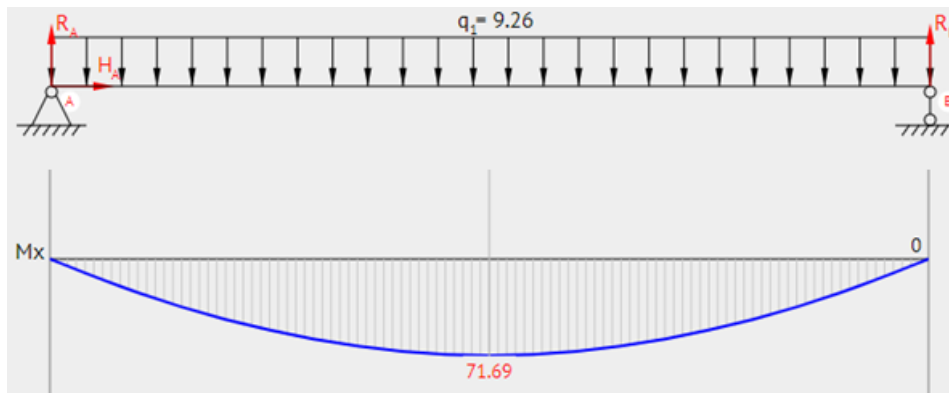
$Wc$  = carga sobre el perfil en C

$Lpc$  = largo de la sección del perfil en C

Esta carga se distribuye a lo largo del perfil C que tiene de largo 7,87 ft y para efectos del cálculo se dice que esta viga esta soportada en un extremo por un apoyo fijo y por el otro extremo por un patín, mediante el uso del software Beam Calculator se obtiene el gráfico de la figura 99.

### Figura 99.

*Momento flector máximo sobre el perfil en C del transportador de rodillos.*



**Nota.** Momento flector máximo sobre el perfil en C del transportador de rodillos. Tomado de: Beamguru.com “software de cálculo estructural de vigas”, Disponible: <https://beamguru.com/online/beam-calculator/>, Acceso: octubre 20, 2021.

En este grafico se observa que nos da un momento flector máximo de 71,69 Lbxft, con este resultado podemos hallar el módulo de sección necesario para soportar esta carga.

Primero se halla el esfuerzo de flexión del material en (149) [32]:

**Ecuación 149.**

$$E_f = E_{fl} \times 0,66$$

$$E_f = 36 \text{ Ksi} \times 0,66$$

$$E_f = 23,76 \text{ Ksi}$$

Donde:

$E_f$  = Esfuerzo de flexión

$E_{fl}$  = esfuerzo de fluencia de los aceros estructurales 36 Ksi.

Con este esfuerzo de flexión y el momento flector máximo se determina el módulo de sección en (150):

**Ecuación 150.**

$$S = \frac{M_{fm}}{(E_f \times 1000)}$$

$$S = \frac{0,86 \text{ KLbxin}}{(23,76 \text{ Ksi} \times 1000)}$$

$$S = 0,036 \text{ in}^3$$

Donde:

$S$  = módulo de sección

$M_{fm}$  = momento flector máximo

Este valor se compara con los módulos de sección de los perfiles de los catálogos de la tabla 30 y se escoge el perfil que tenga un módulo de sección mayor para saber que resiste la carga a la que se someterá.

**Tabla 30.**

*Tabla de propiedades del perfil en C del transportador de rodillos.*

C6×13	3.82	6.00	6	0.437	7/16	1/4	2.16	2 1/8	0.343	5/16	13/16	4 3/8	1 3/8 <sup>g</sup>	0.689	5.66
×10.5	3.07	6.00	6	0.314	5/16	3/16	2.03	2	0.343	5/16	13/16	4 3/8	1 1/8 <sup>g</sup>	0.669	5.66
×8.2	2.39	6.00	6	0.200	3/16	1/8	1.92	1 7/8	0.343	5/16	13/16	4 3/8	1 1/8 <sup>g</sup>	0.643	5.66
C5×9	2.64	5.00	5	0.325	5/16	3/16	1.89	1 7/8	0.320	5/16	3/4	3 1/2	1 1/8 <sup>g</sup>	0.616	4.68
×6.7	1.97	5.00	5	0.190	3/16	1/8	1.75	1 3/4	0.320	5/16	3/4	3 1/2	—	0.584	4.68
C4×7.25	2.13	4.00	4	0.321	5/16	3/16	1.72	1 3/4	0.296	5/16	3/4	2 1/2	1 <sup>g</sup>	0.563	3.70
×6.25	1.77	4.00	4	0.247	1/4	1/8	1.65	1 3/4	0.272	5/16	3/4	2 1/2	—	0.546	3.73
×5.4	1.58	4.00	4	0.184	3/16	1/8	1.58	1 5/8	0.296	5/16	3/4	2 1/2	—	0.528	3.70
×4.5	1.38	4.00	4	0.125	1/8	1/16	1.58	1 5/8	0.296	5/16	3/4	2 1/2	—	0.524	3.70
C3×6	1.76	3.00	3	0.356	3/8	3/16	1.60	1 5/8	0.273	1/4	1 1/16	1 5/8	—	0.519	2.73
×5	1.47	3.00	3	0.258	1/4	1/8	1.50	1 1/2	0.273	1/4	1 1/16	1 5/8	—	0.496	2.73
×4.1	1.20	3.00	3	0.170	3/16	1/8	1.41	1 3/8	0.273	1/4	1 1/16	1 5/8	—	0.469	2.73
×3.5	1.09	3.00	3	0.132	1/8	1/16	1.37	1 3/8	0.273	1/4	1 1/16	1 5/8	—	0.456	2.73

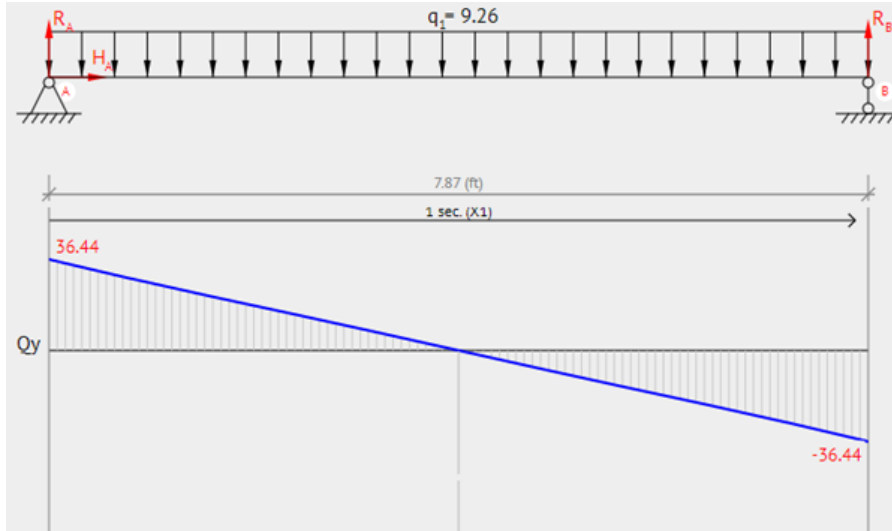
**Nota.** Tabla de dimensiones y propiedades de perfiles estructurales. Tomado de: American Institute Of Steel Construction, “Tabla de propiedades de perfiles estructurales” Disponible en: American Institute Of Steel Construction, PDF, Acceso: octubre 25, 2021.

Se seleccionó un perfil C3x3.5 que tiene un módulo de sección de 1,04 in<sup>3</sup> el cual es mayor al módulo de sección necesario para que el perfil resista las cargas.

Con la viga se deben seleccionar las columnas, para lo cual se utilizará el resultado dado por el software beam calculator en la gráfica de la figura 100 que da la reacción en Y sobre el apoyo, siendo esta la carga que soportará la columna:

**Figura 100.**

*Reacción en y sobre el apoyo del perfil en C del transportador de rodillos.*

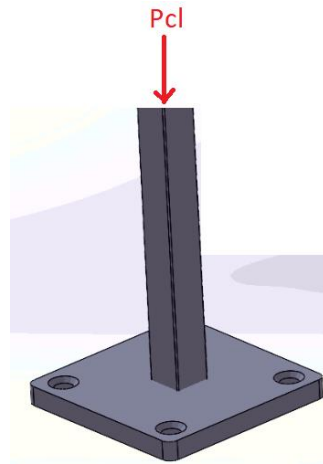


**Nota.** Reacción en Y sobre los apoyos del perfil en C del transportador de rodillos. Tomado de: Beamguru.com “software de cálculo estructural de vigas”, Disponible: <https://beamguru.com/online/beam-calculator/>, Acceso: octubre 20, 2021.

Son 36,44 Lb que da como resultado la reacción en Y para el cálculo de las columnas en (151), a esto se le debe sumar el peso de los perfiles en C como se ve en la figura 101:

**Figura 101.**

*Carga sobre la columna del transportador de rodillos.*



**Nota.** Carga sobre la columna del transportador de rodillos.

**Ecuación 151.**

$$P_{cl} = R_e + P_{pfa}$$

$$P_{cl} = 36,44 \text{ Lb} + 3,5 \text{ Lb}$$

$$P_{cl} = 39,94 \text{ Lb}$$

Donde:

$P_{cl}$  = carga sobre la columna

$R_e$  = reacción

$P_{pfa}$  = carga adicional de los perfiles en C

Esta carga sobre la columna se compara con la carga de Euler en (152) [32] que es la carga que soportan las columnas antes de que fallen, esto para poder seleccionar el perfil más adecuado:

**Ecuación 152.**

$$F_e = \frac{(\pi^2 \times E \times A)}{\left(\frac{K \times L}{r}\right)^2}$$

Donde:

$F_e$  = carga de Euler

$E$  = módulo de elasticidad

$A$  = área

$K$  = factor de longitud

$L$  = longitud

$r$  = radio de giro

$$F_e = \frac{(\pi^2 \times 29000 \text{Ksi} \times 0,33 \text{ in}^2)}{\left(\frac{1 \times 21,65}{0,39}\right)^2}$$

$$F_e = 29,73 \text{ Kips}$$

La columna resiste 30,64 Kips, lo cual en comparación con la que está sometida es aproximadamente 744 veces mayor, lo que quiere decir que resiste favorablemente a la situación que se requiere.

Estos cálculos se realizaron con las propiedades de un perfil de acero ASTM A500 de 1"x1" y un espesor de 2,286 mm dándonos como resultado que resiste la carga a la que será sometido, y las columnas al estar compuestas de un perfil interno y uno externo para que las alturas del sistema sean ajustables se escogió el siguiente perfil más grande para ser la parte externa de la columna, este perfil es de 1-1/2"x1-1/2" con un espesor de 2,489 mm y dando un  $F_e$  de 7,76kips, que también resiste la carga a la que es sometido.

A ambos perfiles se les cálculo el factor de esbeltez en (153) para saber que no iban a fallar de esa manera [32]:

### **Ecuación 153.**

Factor de esbeltez

$$F_{es} = \frac{K \times L}{r}$$

Donde:

$F_{es}$  = factor de esbeltez

$K$  = factor de longitud

$L$  = longitud

$r$  = radio de giro

Perfil ASTM A500 de 1"x1"

$$F_{es} = \frac{1 \times 21,65 \text{ in}}{0,39 \text{ in}}$$

$$F_{es} = 55,51 < 200$$

Al ser el factor de esbeltez menor de 200 se comprueba que no fallará por esbeltez

Perfil ASTM A500 de 1-1/2"x1-1/2"

$$F_{es} = \frac{1 \times 78,74 \text{ in}}{0,56 \text{ in}}$$

$$F_{es} = 140,61 < 200$$

Al ser el factor de esbeltez menor de 200 se comprueba que no fallará por esbeltez

Al tener una carga sobre la columna de 39,94Lb que es menor a la carga sobre las columnas en la parte del elevador se decidió trabajar con los mismos tornillos que da el cálculo de las columnas en el elevador, que son 4 tornillos de 1/4 de pulgada.

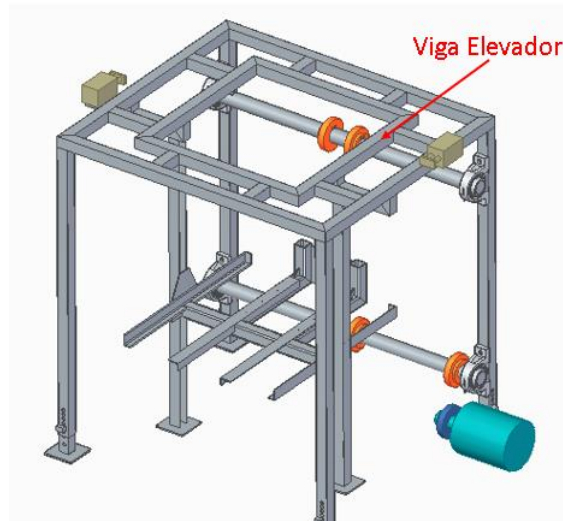
### **3.11.3. Elevador**

Para el cálculo del elevador se evaluará la carga a la que está sometida la viga que conecta el sistema de organización con el elevador, siendo esta viga la que se muestra en la figura 102 y se tendrá en cuenta el momento en el que el elevador está completamente cargado [32].



### Figura 102.

*Viga a evaluar del elevador.*



**Nota.** Viga a evaluar que conecta el sistema de organización con el elevador.

### Ecuación 154.

$$Pdc = \frac{Pc}{Ac}$$

$$Pdc = \frac{44 \text{ Lb}}{2,79 \text{ ft}^2}$$

$$Pdc = 15,72 \text{ Lb/ft}^2$$

Donde:

Pdc = peso distribuido caja

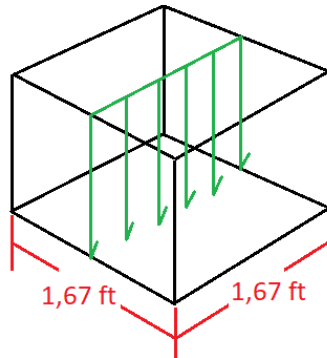
Pc = peso caja

Ac = área de la caja

En la figura 103 se representa la carga lineal de las cajas a trabajar.

**Figura 103.**

*Carga lineal de una caja.*

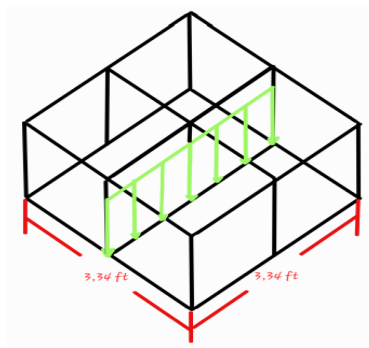


**Nota.** Carga lineal de una caja.

Se sabe que un nivel de apilado está compuesto por cuatro cajas como se ve en la figura 104, por lo que se multiplica el resultado anterior por cuatro y se obtiene la carga distribuida por nivel en (155):

**Figura 104.**

*Carga lineal de un nivel de cajas.*



**Nota.** Carga lineal de un nivel de cajas.

**Ecuación 155.**

$$P_{dn} = P_{dc} \times 4$$

$$P_{dn} = 15,72 \text{ Lb/ft}^2 \times 4$$

$$P_{dn} = 62,86 \text{ Lb/ft}^2$$

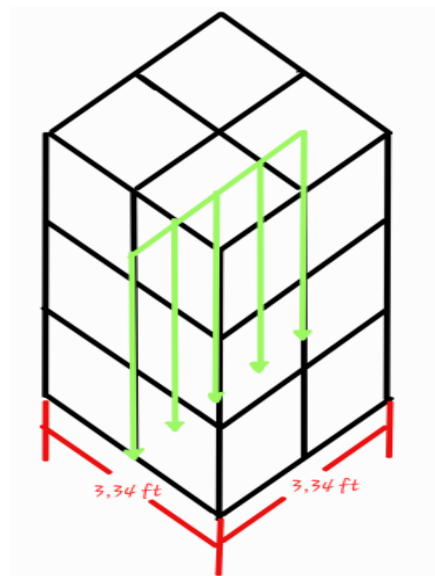
Donde:

$P_{dn}$  = peso distribuido por nivel

Además de esto se sabe que el apilado completo son 3 niveles como se ve en la figura 105, por lo que a la carga distribuida por nivel se le multiplica por 3 y se tiene la carga distribuida completa del apilado en (156):

**Figura 105.**

*Carga lineal del apilado completo.*



**Nota.** Carga lineal de un apilado completo.

**Ecuación 156.**

$$P_{da} = P_{dn} \times 3$$

$$P_{da} = 62,86 \text{ Lb/ft}^2 \times 3$$

$$P_{da} = 188,59 \text{ Lb/ft}^2$$

Donde:

$P_{da}$  = peso distribuido apilado

Esta carga distribuida se debe convertir en una carga por unidad lineal en (157) para saber el peso que está soportando la viga, esto se hace multiplicando por el ancho de

dos cajas que es ancho del área sobre la que está esta carga distribuida como se ve en la figura 104:

**Ecuación 157.**

$$Pdla = Pda \times (2 \times Anc)$$

$$Pdla = 188,59 \text{ Lb/ft}^2 \times (2 \times 1,67 \text{ ft})$$

$$Pdla = 631,12 \text{ Lb/ft}$$

Donde:

Pdla = Peso distribuido lineal apilado

Anc = ancho de la caja

Ahora se debe hallar la carga distribuida dada por la estiba en (158):

**Ecuación 158.**

$$Pde = \frac{Pe}{Ae}$$

$$Pde = \frac{55 \text{ Lb}}{15,52 \text{ ft}^2}$$

$$Pde = 3,55 \text{ Lb/ft}^2$$

Donde:

Pde = peso distribuido de la estiba

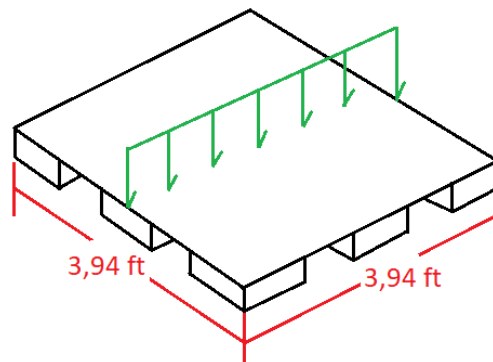
Pe = peso estiba

Ae = área de la estiba

Esta carga distribuida se debe convertir en una carga por unidad lineal en (159) como se ve en la figura 106 para saber el peso que está soportando la viga, esto se hace multiplicando por el ancho de la estiba:

**Figura 106.**

*Carga lineal de una estiba*



**Nota.** Carga lineal de una estiba.

**Ecuación 159.**

$$Pdle = Pde \times Ane$$

$$dle = 3,55 \text{ Lb/ft}^2 \times 3,94 \text{ ft}$$

$$Pdle = 13,97 \text{ Lb/ft}$$

Donde:

Pdle = Peso distribuido lineal estiba

Ane = ancho de la estiba

Ahora se debe hallar la carga distribuida dada por las compuertas que permiten el paso de las cajas al apilador en (160):

**Ecuación 160.**

$$Pdco = \frac{Pco}{Aco}$$

$$Pdco = \frac{19,4 \text{ Lb}}{4,04 \text{ ft}^2}$$

$$Pdco = 4,81 \text{ Lb/ft}^2$$

Donde:

$P_{dco}$  = peso distribuido de la compuerta

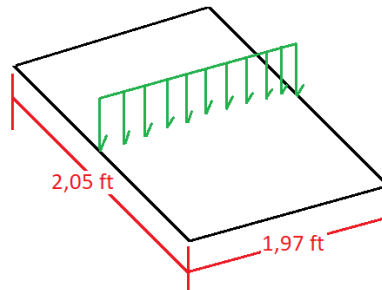
$P_{co}$  = peso compuerta

$A_{co}$  = área de la compuerta

Esta carga distribuida se debe convertir en una carga por unidad lineal en (161) como se ve en la figura 107 para saber el peso que está soportando la viga, esto se hace multiplicando por el ancho de la compuerta:

**Figura 107.**

*Carga lineal de una compuerta.*



**Nota.** Carga lineal de una compuerta.

**Ecuación 161.**

$$P_{dlco} = P_{dco} \times Anco$$

$$P_{dlco} = 4,81 \text{ Lb/ft}^2 \times 2,05 \text{ ft}$$

$$P_{dlco} = 9,86 \text{ Lb/ft}$$

Donde:

$P_{dlco}$  = Peso distribuido lineal compuerta

$Anco$  = ancho de la compuerta

Ahora se debe hallar la carga distribuida dada por la placa en (162):

### Ecuación 162.

$$Pdp = \frac{Pp}{Ap}$$

$$Pdp = \frac{20,11 \text{ Lb}}{4,18 \text{ ft}^2}$$

$$Pdp = 4,81 \text{ Lb/ft}^2$$

Donde:

Pdp = peso distribuido de la placa

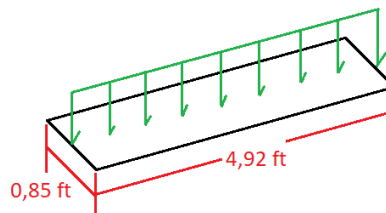
Pp = peso placa

Ap = área de la placa

Esta carga distribuida se debe convertir en una carga por unidad lineal en (163) de la figura 108 para saber el peso que está soportando la viga, esto se hace multiplicando por el ancho de la placa:

### Figura 108.

*Carga lineal de una placa*



**Nota.** Carga lineal de una placa.

### Ecuación 163.

$$Pdlp = Pdc0 \times Anp$$

$$Pdlp = 4,81 \text{ Lb/ft}^2 \times 0,85 \text{ ft}$$

$$Pdlp = 4,09 \text{ Lb/ft}$$

Donde:

$P_{dlp}$  = Peso distribuido lineal placa

$A_{np}$  = ancho de la placa

Con todos los datos anteriores se puede hallar la carga distribuida total sobre las vigas en (164) [32], haciendo una sumatoria de todas las cargas distribuidas lineales:

**Ecuación 164.**

$$P_{dT} = P_{dla} + P_{dle} + P_{dlco} + P_{dlp}$$

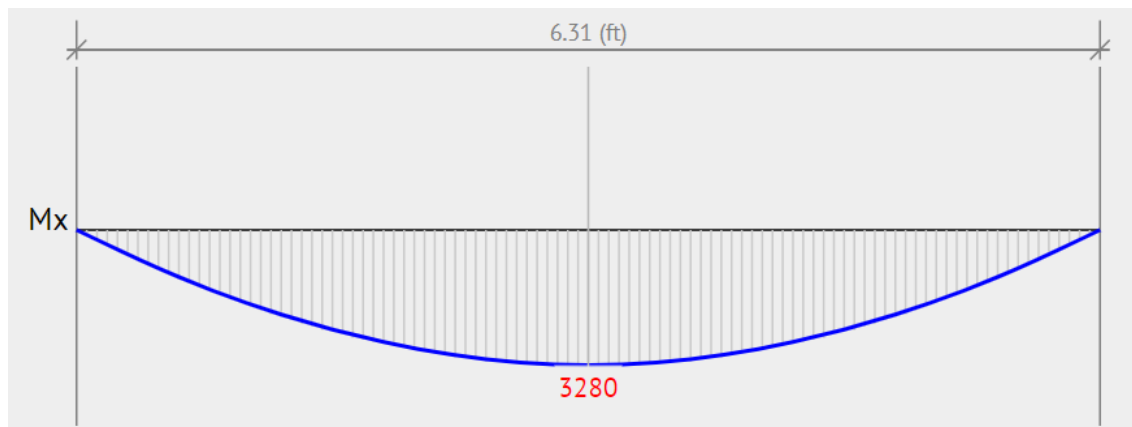
$$P_{dT} = 631,12 \text{ Lb/ft} + 13,97 \text{ Lb/ft} + 9,86 \text{ Lb/ft} + 4,09 \text{ Lb/ft}$$

$$P_{dT} = 659,03 \text{ Lb/ft}$$

Esta carga se distribuye a lo largo de la viga que tiene de largo 6,31 ft y para efectos del cálculo se dice que esta viga esta soportada en un extremo por un apoyo fijo y por el otro extremo por un patín, mediante el uso del software Beam Calculator se obtiene el gráfico de la figura 109:

**Figura 109.**

*Momento flector máximo sobre a viga del elevador.*



**Nota.** Momento flector máximo sobre la viga. Tomado de: Beamguru.com “software de cálculo estructural de vigas”, Disponible: <https://beamguru.com/online/beam-calculator/>, Acceso: octubre 20, 2021.



En este gráfico de la figura 109 se observa el resultado del momento flector máximo que es de 3280 Lbxft, con este resultado podemos hallar el módulo de sección necesario para soportar esta carga.

Primero se halla el esfuerzo de flexión del material en (165) [32]:

**Ecuación 165.**

$$E_f = E_{fl} \times 0,66$$

$$E_f = 50 \text{ Ksi} \times 0,66$$

$$E_f = 33 \text{ Ksi}$$

Donde:

$E_f$  = Esfuerzo de flexión

$E_{fl}$  = esfuerzo de fluencia de los aceros estructurales 50 Ksi

Con este esfuerzo de flexión y el momento flector máximo se determina el módulo de sección en (166):

**Ecuación 166.**

$$S = \frac{M_{fm}}{E_f}$$

$$S = \frac{39,36 \text{ KLbxin}}{33 \text{ Ksi}}$$

$$S = 1,19 \text{ in}^3$$

Donde:

$S$  = módulo de sección

$M_{fm}$  = momento flector máximo

Este valor se compara con los módulos de sección de los perfiles de los catálogos de la tabla 31 y se escoge el perfil que tenga un módulo de sección mayor para saber que resiste la carga a la que se someterá.

**Tabla 31.**

*Tabla de propiedades de perfiles tubulares cuadrados.*

CARACTERISTICAS Y DENOMINACION							PROPIEDADES ESTATICAS						UND.
TAMAÑO NOMINAL		REAL		Espesor pared e mm.	PESO P Kgm/m.	AREA A cm2	FLEXION			Módulo Elástico Zx=Zy cm3	TORSION		Empaque
Pulg.	mm.	d mm	b mm				Momento Inercia Ix=Iy cm4	Módulo Sección Sx=Sy cm3	Radio de Giro rx=ry cm.		Momento Inercia J cm4	Módulo Elástico B cm3	
7/8x7/8	22x22	22,10	22,10	1,194	0,72	0,91	0,69	0,62	0,87	0,74	113	0,94	100
7/8x7/8	22x22	22,10	22,10	1,499	0,90	1,14	0,81	0,73	0,84	0,89	1032	1,07	
1x1	25x25	26,70	26,70	1,778	0,88	1,12	1,26	0,94	1,06	1,12	2,04	1,42	100
1x1	25x25	26,70	26,70	1,194	1,31	1,67	1,71	1,28	1,01	1,55	2,83	1,89	
1x1	25x25	26,70	26,70	2,032	1,50	1,91	1,87	1,40	0,99	1,72	3,22	2,15	
1x1	25x25	26,70	26,70	2,286	1,66	2,11	2,01	1,51	0,98	1,88	3,45	2,23	64
1½x1½	40x40	38,10	38,10	1,194	1,33	1,70	3,87	2,03	1,51	2,37	6,12	3,06	
1½x1½	40x40	38,10	38,10	1,499	1,68	2,13	4,70	2,47	1,48	2,90	7,54	3,68	
1½x1½	40x40	38,10	38,10	2,032	2,25	2,86	6,01	3,15	1,45	3,77	9,91	4,70	
1½x1½	40x40	38,10	38,10	2,489	2,72	3,47	6,98	3,66	1,42	4,45	11,80	5,47	30
2x2	50x50	51,60	51,60	1,499	2,29	2,92	12,20	4,73	2,05	5,50	19,33	7,07	
2x2	50x50	51,60	51,60	2,032	3,10	3,95	15,84	6,14	2,00	7,22	25,63	9,18	
2x2	50x50	51,60	51,60	2,286	3,44	4,38	17,45	6,76	2,00	8,00	28,27	10,22	
2x2	50x50	51,60	51,60	2,489	3,74	4,77	18,68	7,24	1,98	8,61	30,80	10,84	25
2¾x2¾	70x70	70,90	70,90	1,778	3,78	4,82	38,17	10,77	2,82	12,46	59,70	16,18	
2¾x2¾	70x70	70,90	70,90	2,032	4,32	5,50	42,98	12,12	2,79	14,09	68,31	18,15	
2¾x2¾	70x70	70,90	70,90	2,489	5,26	6,70	51,25	14,46	2,77	16,92	82,60	21,66	36
3x3	75x75	76,20	76,20	3,175	7,21	9,01	78,93	20,72	2,96	24,44	129,27	31,11	
3x3	75x75	76,20	76,20	4,762	10,65	13,02	108,18	28,39	2,83	34,33	186,32	42,96	
3x3	75x75	76,20	76,20	6,350	13,91	16,70	131,36	34,48	2,80	42,77	234,06	52,84	24

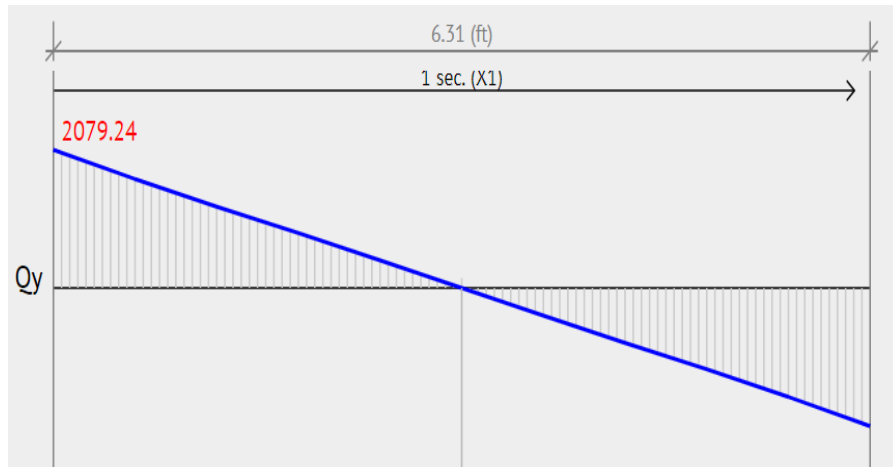
**Nota.** Tabla de propiedades de perfiles tubulares cuadrados. Tomado de : Colmena, “Línea Estructural”, Colombia, mayo 12 2021 [PDF]. Disponible: URL, :[https://coval.com.co/pdfs/manuales/man\\_colmena\\_linea\\_estructural.pdf](https://coval.com.co/pdfs/manuales/man_colmena_linea_estructural.pdf), Acceso: octubre 20, 2021.

Se seleccionó un perfil tubular cuadrado de 3x3 que tiene un módulo de sección de 1,26in<sup>3</sup>.

Con la viga se deben seleccionar las columnas, para lo cual se tendrá en cuenta el resultado dado por el software beam calculator que brinda el resultado de la reacción en Y sobre el apoyo, siendo esta la carga que se ve en la gráfica de la figura 110 la que soportará la columna:

**Figura 110.**

*Reacción en Y sobre los apoyos de la viga del elevador.*



**Nota.** Reacción en Y sobre los apoyos de la viga. Tomado de: Beamguru.com “software de cálculo estructural de vigas”, Disponible en: <https://beamguru.com/online/beam-calculator/>, Acceso: octubre 20, 2021.

Esta reacción es de 2079,24 lb, pero para la parte de la estructura del elevador se le debe adicionar la carga de los perfiles que se encuentran en la parte superior y que ayudan a funcionar el sistema del empujador de cajas, el sistema sobre el que se soporta las placas que alinean las cajas. Esta carga se calculó de manera tentativa en (167) como se evidencia en la tabla 32:

**Tabla 32.**

*Tabla de tentativa de peso de los perfiles.*

<b>Tentativa pesos perfiles para calculo columnas</b>					
<b>Longitud (m)</b>	<b>Peso por metro</b>	<b>Peso (kg)</b>	<b>cantidad</b>	<b>Peso</b>	<b>Unidades</b>
1,7451	3,27	5,706477	2	11,412954	Kg
1,92365	3,27	6,2903355	2	12,580671	Kg
2,84	3,27	9,2868	2	18,5736	Kg
1,54	3,27	5,0358	1	5,0358	Kg
1,68	0,9	1,512	2	3,024	Kg
1,402	3,27	4,58454	2	9,16908	Kg
1,231	3,27	4,02537	2	8,05074	Kg
<b>Total</b>				67,846845	Kg
<b>Total</b>				149,26306	Lb

**Nota.** Tabla de tentativas de pesos de perfiles estructurales sobre la viga del elevador.

**Ecuación 167.**

$$P_{pf} = (L_{pf} \times P_l) \times N_{pf}$$

Donde:

P<sub>pf</sub> = peso de los perfiles libras

L<sub>pf</sub> = longitud perfil en pies

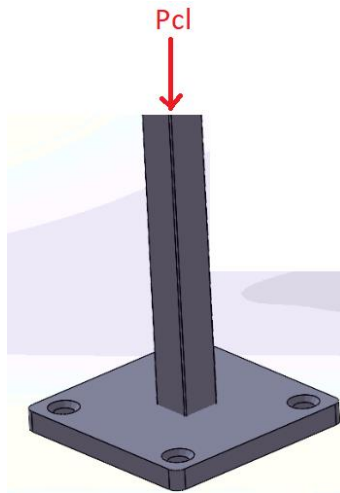
P<sub>l</sub> = peso por pie

N<sub>pf</sub> = Numero de perfiles de ese mismo largo

Y después de tener el peso de cada perfil se hizo una sumatoria de todo este peso como se ve en la figura 111, dando como resultado un total de 80 Lbs adicionales que se le sumaron a la reacción en (168):

**Figura 111.**

*Carga sobre la columna del elevador*



**Nota.** Carga sobre la columna del elevador.

**Ecuación 168.**

$$P_{cl} = R_e + P_{pfa}$$

$$P_{cl} = 2079,24 \text{ Lb} + 80 \text{ Lb}$$

$$P_{cl} = 2159,24 \text{ Lb}$$

Donde:

$P_{cl}$  = carga sobre la columna

$R_e$  = reacción

$P_{pfa}$  = carga adicional de los perfiles

Esta carga sobre la columna se compara con la carga de Euler en (169) [32] que es la carga que soportan las columnas antes de que fallen para poder seleccionar el perfil más adecuado:

### Ecuación 169.

$$F_e = \frac{(\pi^2 \times E \times A)}{\left(\frac{K \times L}{r}\right)^2}$$

Donde:

Fe = carga de Euler

E = módulo de elasticidad

A = área

K = factor de longitud

L = longitud

r = radio de giro

$$F_e = \frac{(\pi^2 \times 29000 \text{Ksi} \times 0,33 \text{ in}^2)}{\left(\frac{1 \times 21,65 \text{ in}}{0,39 \text{ in}}\right)^2}$$

$$F_e = 30,64 \text{ Kips}$$

La columna resiste 30,64 Kips, lo cual en comparación con la que está sometida es 13,7 veces mayor, lo que quiere decir que resiste favorablemente a la situación que se requiere.

Estos cálculos se realizaron con las propiedades de un perfil de acero ASTM A500 de 1"x1" y un espesor de 2,286 mm dándonos como resultado que resiste la carga a la que será sometido, y las columnas al estar compuestas de un perfil interno y uno externo para que las alturas del sistema sean ajustables se escogió el siguiente perfil más grande para ser la parte externa de la columna, este perfil es de 1-1/2"x1-1/2" con un espesor de 2,489 mm y dando un Fe de 7,76kips, que también resiste la carga a la que es sometido.

A ambos perfiles se les calculo el factor de esbeltez en (170) [32] para saber que no iban a fallar de esa manera:

### Ecuación 170.

$$Fes = \frac{K \times L}{r}$$

Donde:

Fes = factor de esbeltez

K = factor de longitud

L = longitud

r = radio de giro

Perfil ASTM A500 de 1"x1"

$$Fes = \frac{1 \times 21,65 \text{ in}}{0,39 \text{ in}}$$

$$Fes = 55,61 < 200$$

Al ser el factor de esbeltez menor de 200 se comprueba que no fallará por esbeltez

Perfil ASTM A500 de 1-1/2"x1-1/2"

$$Fes = \frac{1 \times 78,74 \text{ in}}{0,56 \text{ in}}$$

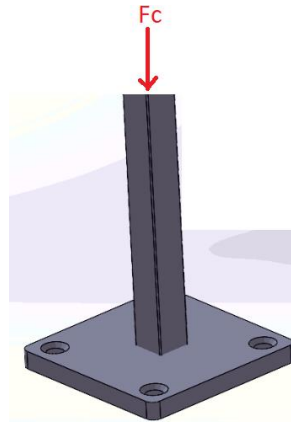
$$Fes = 140,84 < 200$$

Al ser el factor de esbeltez menor de 200 se comprueba que no fallará por esbeltez

Para calcular los tornillos en (171) que deben ir en la estructura se calculan en base a donde está la carga cortante mayor como se ve en la figura 112, que en el caso del sistema es en la estructura del elevador siendo una carga de 2159,24 Lb a esto se le suma el peso de las columnas que son 14 Lb.

**Figura 112.**

*Carga máxima sobre una junta de tornillos.*



**Nota.** Carga máxima sobre una junta con tornillos.

**Ecuación 171.**

$$F_c = P_{cl} + F_{cl}$$

$$F_c = 2159,24 \text{ Lb} + 14 \text{ Lb}$$

$$F_c = 2173,24 \text{ Lb}$$

Donde:

$F_c$  = carga cortante total

$P_{cl}$  = carga sobre las columnas

$F_{cl}$  = carga cortante de las columnas

La carga cortante total se divide en el límite elástico que tienen los tornillos de calibre 8 para hallar el área total requerida de los tornillos en (172) [32]:

**Ecuación 172.**

$$A_r = \frac{F_c}{L_{met}}$$

$$A_r = \frac{2173,24 \text{ Lb}}{43500 \text{ Lb}/in^2}$$



$$Ar = 0,05 \text{ in}^2$$

Donde:

Ar = área requerida

Área que se consigue con 4 tornillos de 1/4 de pulgada, estos son los tornillos que se utilizarán en todo el sistema en (173).

**Ecuación 173.**

$$At = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

$$At = \frac{\pi \times (0,25 \text{ in})^2}{4}$$

$$At = 0,049 \text{ in}^2$$

$$ATt = 0,049 \text{ in}^2 \times 4$$

$$ATt = 0,196 \text{ in}^2$$

Donde:

At= es el área de un tornillo

D = diámetro tornillo

ATt = área total tornillos

Para el cálculo de la soldadura se debe tener en cuenta la geometría de la viga que se va a soldar, siendo en este caso un perfil cuadrado de 3x3 in [34].

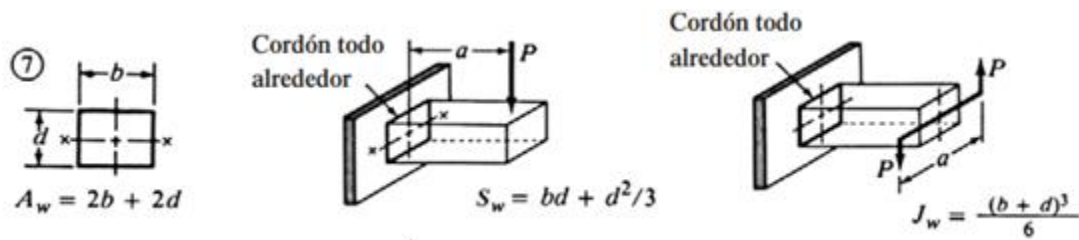
Dando así las siguientes características geométricas:

$$b = 3 \text{ in}$$

$$d = 3 \text{ in}$$

**Figura 113.**

*Características geométricas para la soldadura.*



**Nota.** Características geométricas para el cálculo de la soldadura. Tomado de: Profesor Pablo Ringegni, “CÁLCULO DE UNIONES SOLDADAS”, libro, impreso por Departamento de Aeronautica Facultad de Ingeniería, Disponible en: <http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/Uniones%20soldadas%20sexta%20edicion%202013.pdf> , Acceso en: febrero 5, 2022.

**Ecuación 174.**

$$A_w = 2b + 2d$$

$$A_w = 2(3) + 2(3)$$

$$A_w = 12 \text{ in}$$

**Ecuación 175.**

$$J_w = \frac{(b + d)^3}{6}$$

$$J_w = \frac{(3 + 3)^3}{6}$$

$$J_w = 36 \text{ in}^3$$

Ahora se calcula la fuerza debido a cortante vertical en (176):

Esta fuerza se calcula mediante la reacción en Y sobre los apoyos de la viga que es de 2159,24 Lb

$$V = P = 2159,24 \text{ Lb}$$

**Ecuación 176.**

$$F_s = \frac{V}{A_w}$$

$$F_s = \frac{2159,24 \text{ Lb}}{12 \text{ in}}$$

$$F_s = 179,94 \text{ Lb/in}$$

Ahora se calcula la fuerza debido al momento de torsión en (177):

Esto se calcula mediante la distancia existente entre el centro de soldadura y punto de fuerza máxima que en este caso es de 37,86 in

**Ecuación 177.**

$$T = P(37,86 \text{ in} + (b + x))$$

$$T = 2159,24 \text{ Lb} (37,86 \text{ in} + (3 \text{ in} + 1,5 \text{ in}))$$

$$T = 84987,69 \text{ Lbxin}$$

Ahora se descompone esta fuerza en sus componentes horizontal en (178) y vertical en (179), para luego combinar todos los componentes y tener una fuerza resultante en (180):

**Ecuación 178.**

$$F_{th} = \frac{TxC_v}{J_w}$$

$$F_{th} = \frac{84987,69 \times 1,5}{36 \text{ in}^3}$$

$$F_{th} = 3541,15 \text{ Lb/in}$$

**Ecuación 179.**

$$F_{tv} = \frac{TxC_h}{J_w}$$

$$F_{tv} = \frac{84987,69 \times 1,5}{36 \text{ in}^3}$$

$$F_{tv} = 3541,15 \text{ Lb/in}$$

Ahora se combinan todos los componentes para obtener una fuerza resultante en (180):

**Ecuación 180.**

$$F_R = \sqrt{F_s^2 + F_{th}^2 + F_{tv}^2}$$

$$F_R = \sqrt{(179,94)^2 + (3541,15)^2 + (3541,15)^2}$$

$$F_R = 5011,18 \text{ Lb/in}$$

Una vez calculada la fuerza resultante se compara con el esfuerzo admisible de la soldadura que en este caso es una soldadura E6013 para obtener el espesor de la soldadura en (181):

**Ecuación 181.**

$$w = \frac{F_R}{E_{adm}}$$

$$w = \frac{5011,18 \text{ Lb/in}}{60000 \text{ Lb/in}^2}$$

$$w = 0,083 \text{ in}$$

Como se puede evidenciar en la tabla 33 la carga máxima se tiene en la viga del elevador, por eso se hicieron los cálculos de los tornillos y de la soldadura con esta carga y se utilizaron los mismos tornillos y la misma soldadura para todo el sistema.

**Tabla 33.**

*Tabla comparativa de carga máxima sobre los apoyos de cada elemento.*

<b>Elemento</b>	<b>Carga</b>	<b>Unidades</b>
Viga elevador	2159,24	Lb
Perfil en C banda transportadora	721,33	Lb
Perfil en C transportador de rodillos	574,86	Lb

**Nota.** Carga máxima sobre cada elemento estructura.

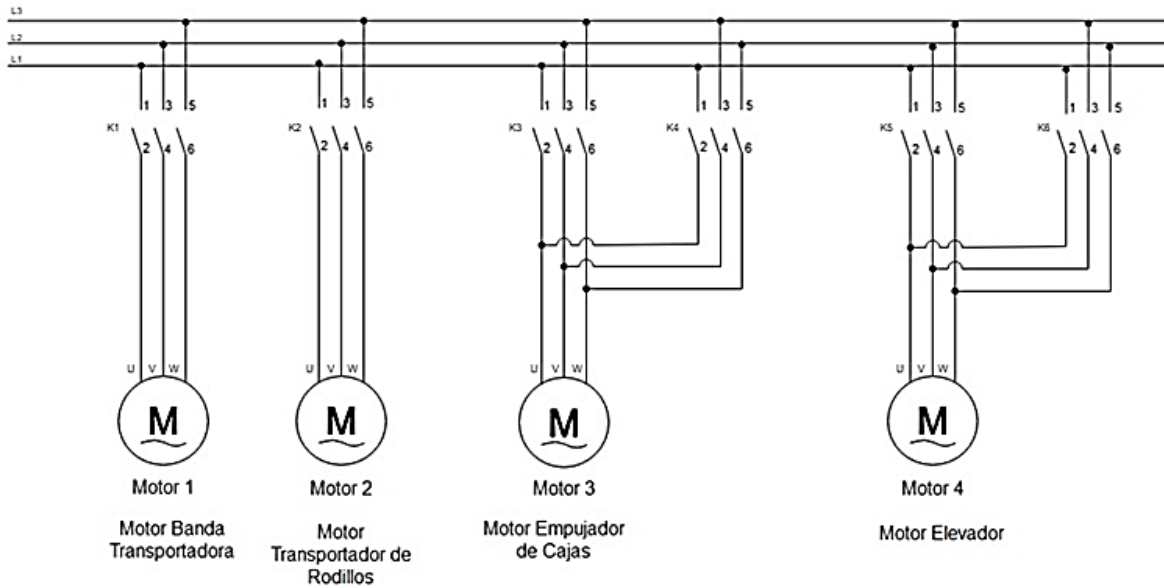
**3.12. Control del sistema**

Para poder controlar de manera correcta el sistema de apilamiento de cajas es necesario que las conexiones de los dispositivos a controlar sean de la siguiente manera:

Para que la configuración del sistema se lleve a cabo de acuerdo con la programación es necesario tener en cuenta la conexión de los equipos respectivamente como se muestra en la figura 114.

**Figura 114.**

*Diagrama de conexión motores y contactores*

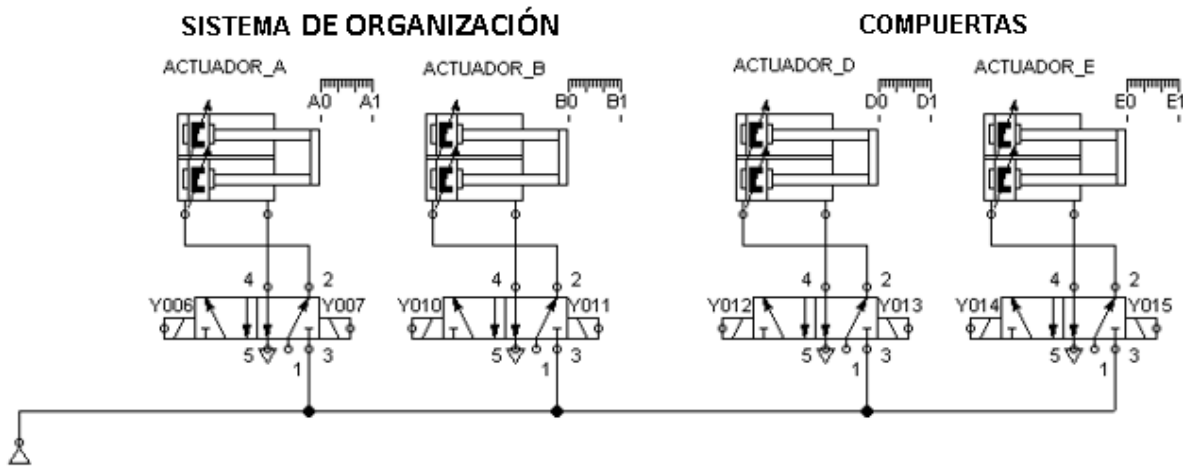


**Nota.** En esta imagen se evidencia la manera correcta de conectar los motores y los contactores correctamente para garantizar el funcionamiento de la programación del PLC.

La figura 115 indica el esquema de conexión de los actuadores del sistema y las válvulas que se deben conectar para controlarlos en el PLC.

**Figura 115.**

*Diagrama de conexión actuadores y válvulas.*



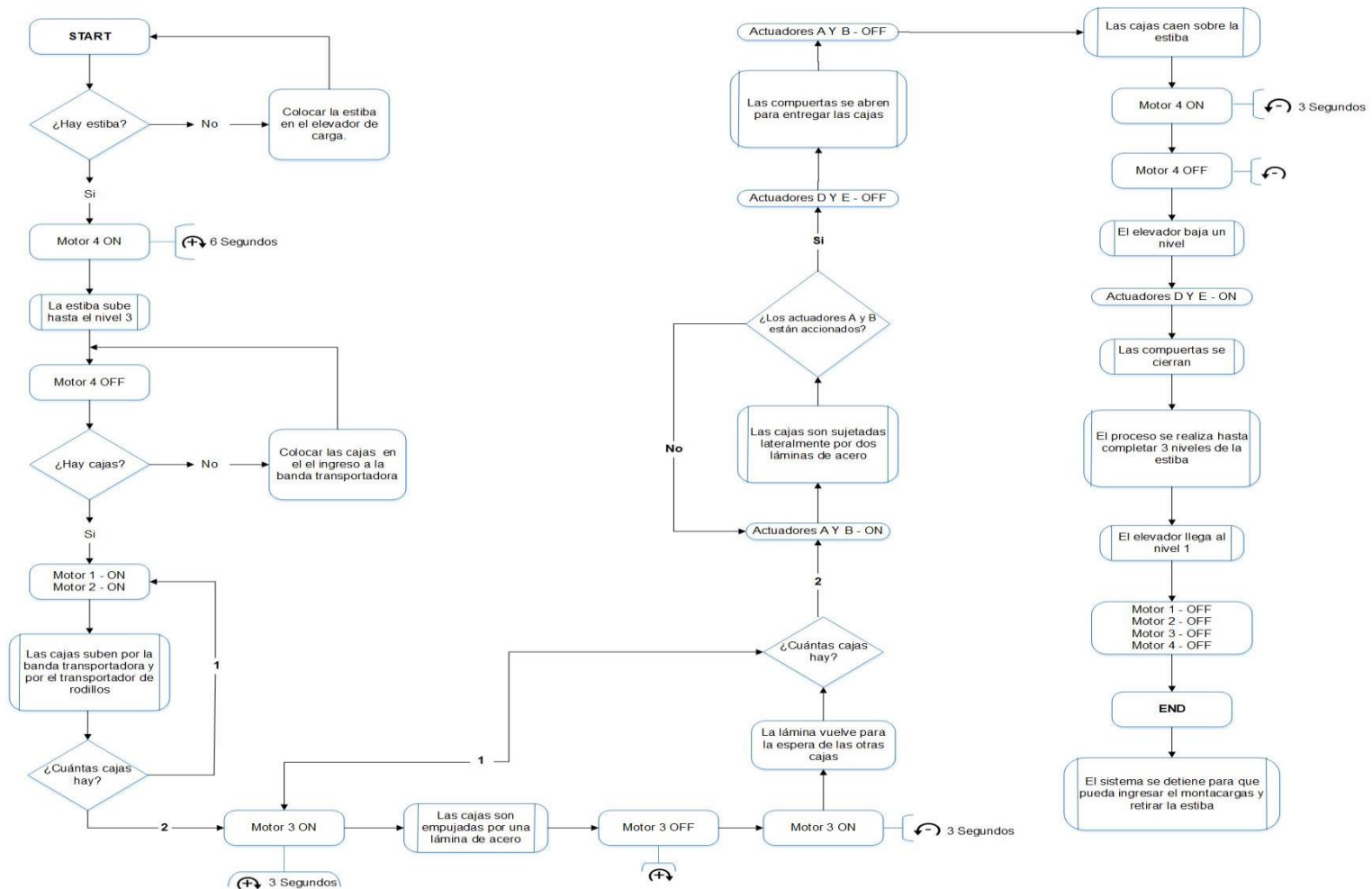
**Nota.** En esta imagen se evidencia la manera correcta de conectar los actuadores y las válvulas correctamente para garantizar el funcionamiento de la programación del PLC.

El sistema de apilamiento de cajas será controlado por medio de un CPU PLC FX3S: 16 entradas (receptor / fuente), 14 salidas (transistor), transistor (receptor), para uso con la serie FX3S-30MT/ES-2AD Mitsubishi Electric

En la figura 116 el diagrama explica cómo se llevará acabo el control de funcionamiento del sistema y que ordenes se deben cumplir en cada máquina del proceso para completar el proceso de apilamiento de las cajas.

**Figura 116.**

*Diagrama de flujo de funcionamiento del sistema*



**Nota.** Para el motor No.3 y No.4 se van a utilizar dos contactores para que cada uno permita el accionamiento del motor en sentido de las manecillas del reloj y el otro que permita hacer el movimiento contrario.



## Programación PLC

En la tabla 34 se indica como se encuentran nombradas las entradas del PLC.

**Tabla 34.**

*Entradas del PLC*

ENTRADAS PLC		
X000	START	Boton
X001	S1	Sensor
X002	N3	Sensor
X003	S2	Sensor
X004	S3	Sensor
X005	N1	Sensor
X006	N2	Sensor
X007	STOP	Boton
X010	A0	Final de Carrera
X011	A1	Final de Carrera
X012	B0	Final de Carrera
X013	B1	Final de Carrera
X014	D0	Final de Carrera
X015	E0	Final de Carrera

**Nota.** Nombres de las entradas  
y el equipo que

En la tabla 35 se indica como se encuentran nombradas las salidas del PLC.

**Tabla 35***Salidas del PLC*

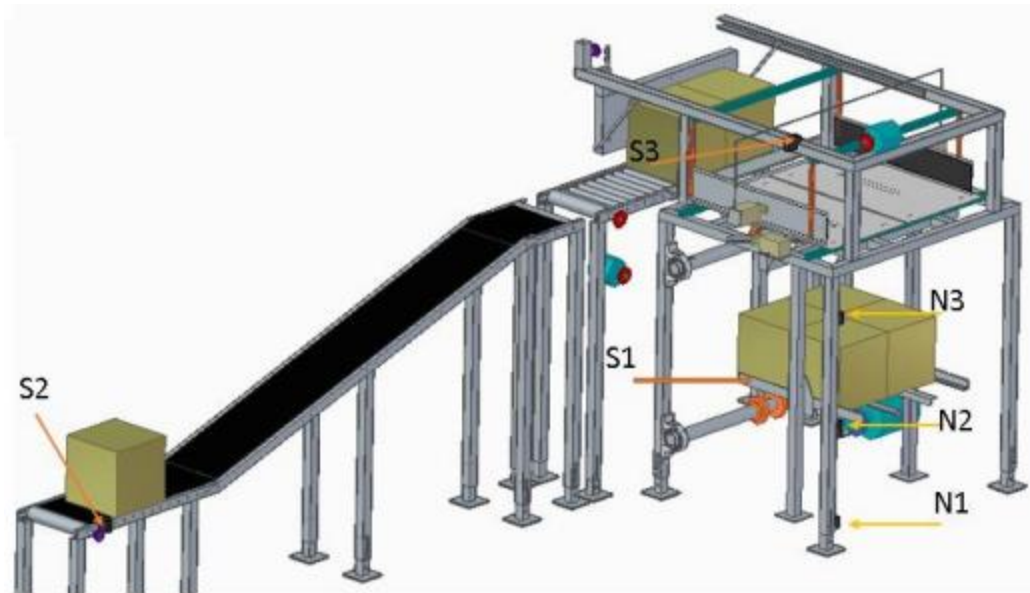
<b>SALIDAS PLC</b>		
<b>Y000</b>	CONTACTOR K5	TeSys D LC 1D098B7
<b>Y001</b>	CONTACTOR K1	TeSys D LC 1D098B7
<b>Y002</b>	CONTACTOR K2	TeSys D LC 1D098B7
<b>Y003</b>	CONTACTOR K3	TeSys D LC 1D098B7
<b>Y004</b>	CONTACTOR K4	TeSys D LC 1D098B7
<b>Y005</b>	CONTACTOR K6	TeSys D LC 1D098B7
<b>Y006</b>	ACTUADOR A+	Electroválvula 5/2
<b>Y007</b>	ACTUADOR A-	Vuvs-l25-b52-d-g14-f8
<b>Y010</b>	ACTUADOR B+	Electroválvula 5/2
<b>Y011</b>	ACTUADOR B-	Vuvs-l25-b52-d-g14-f8
<b>Y012</b>	ACTUADOR D+	Electroválvula 5/2
<b>Y013</b>	ACTUADOR D-	Vuvs-l25-b52-d-g14-f8
<b>Y014</b>	ACTUADOR E+	Electroválvula 5/2
<b>Y015</b>	ACTUADOR E-	Vuvs-l25-b52-d-g14-f8

**Nota.** Esta imagen representa las salidas del PLC.

En la Figura 117 se muestra la ubicación que deben tener los sensores en el sistema para el correcto funcionamiento de la programación.

**Figura 117.**

*Ubicación de los sensores en el sistema*

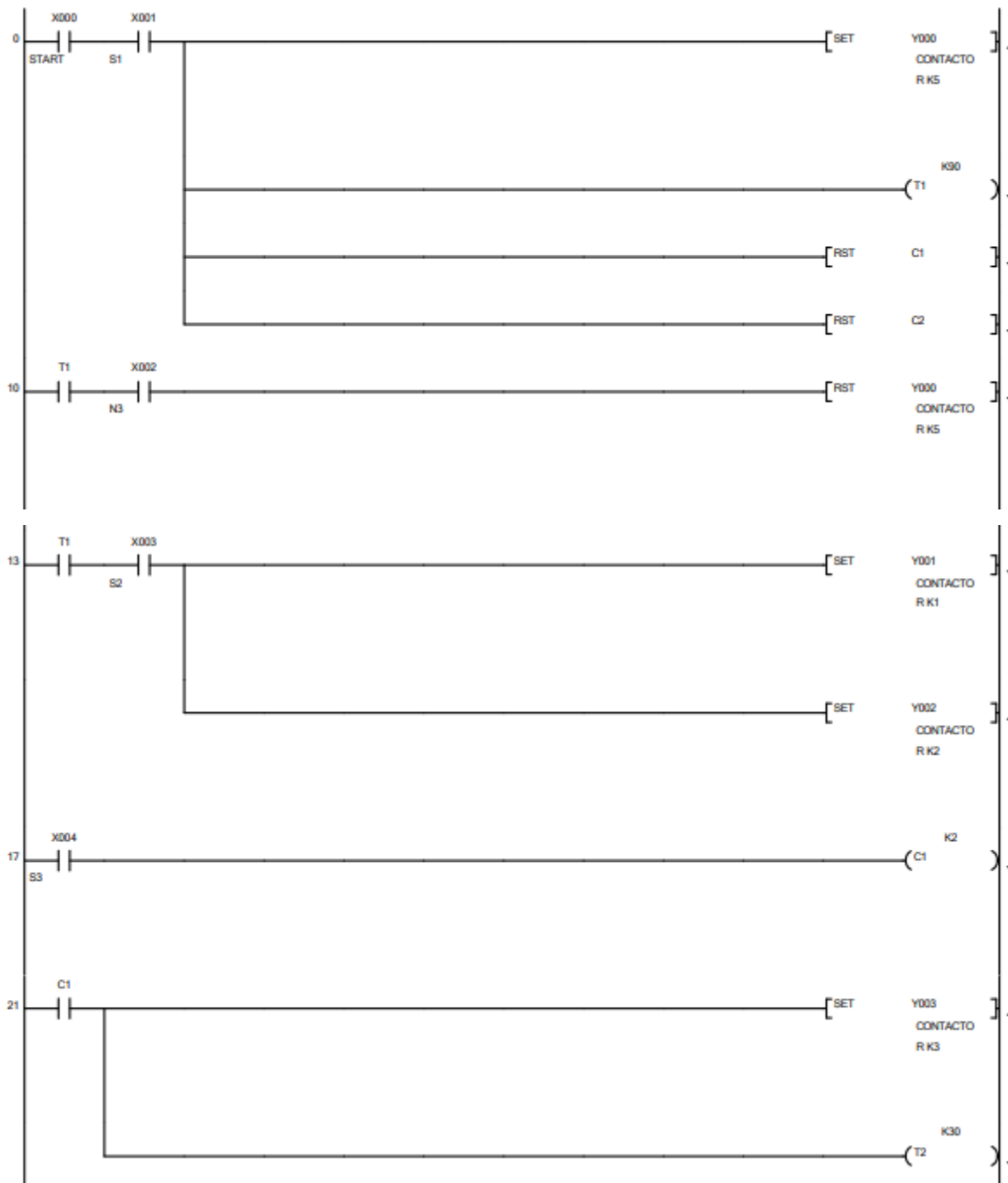


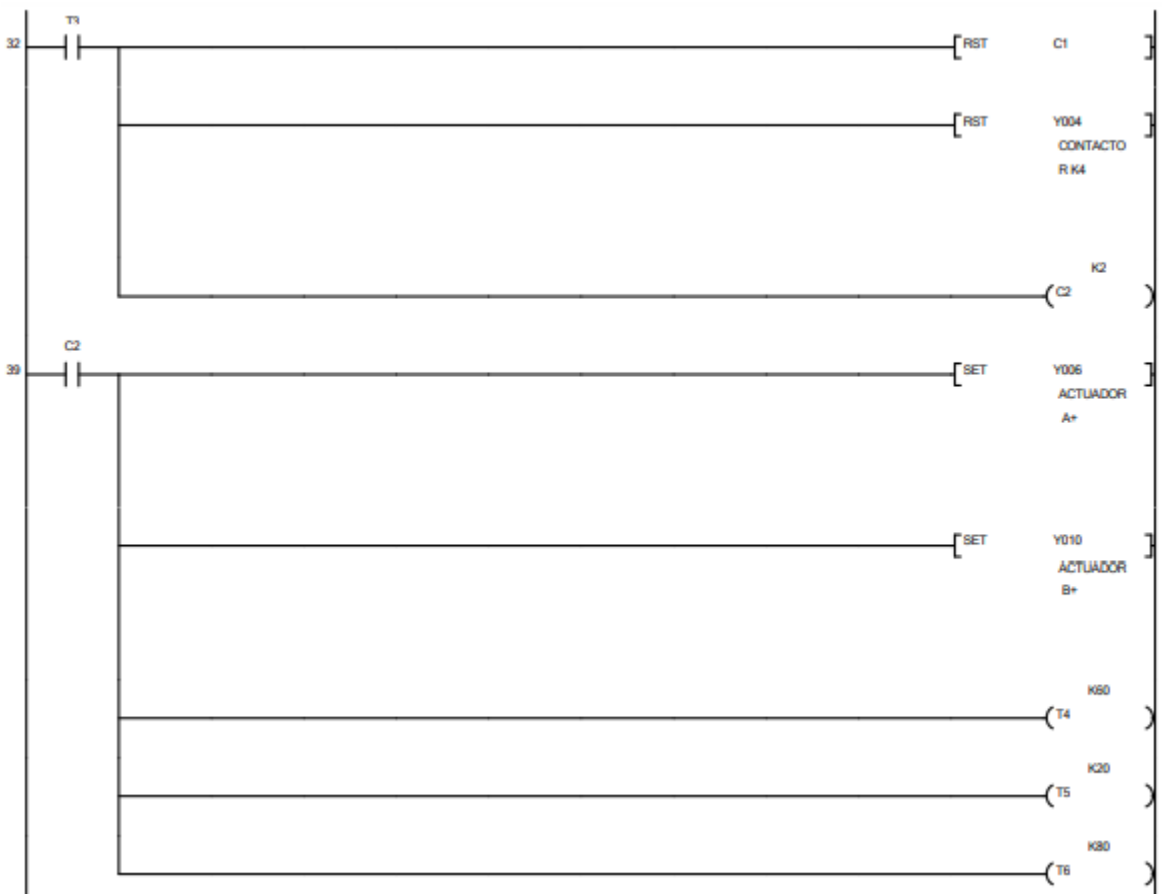
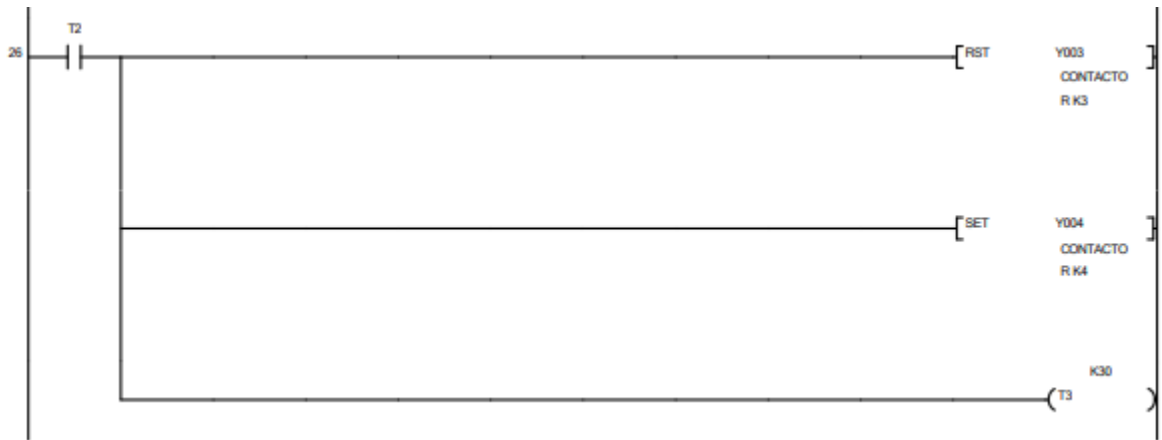
**Nota.** Ubicación sensores dentro del sistema.

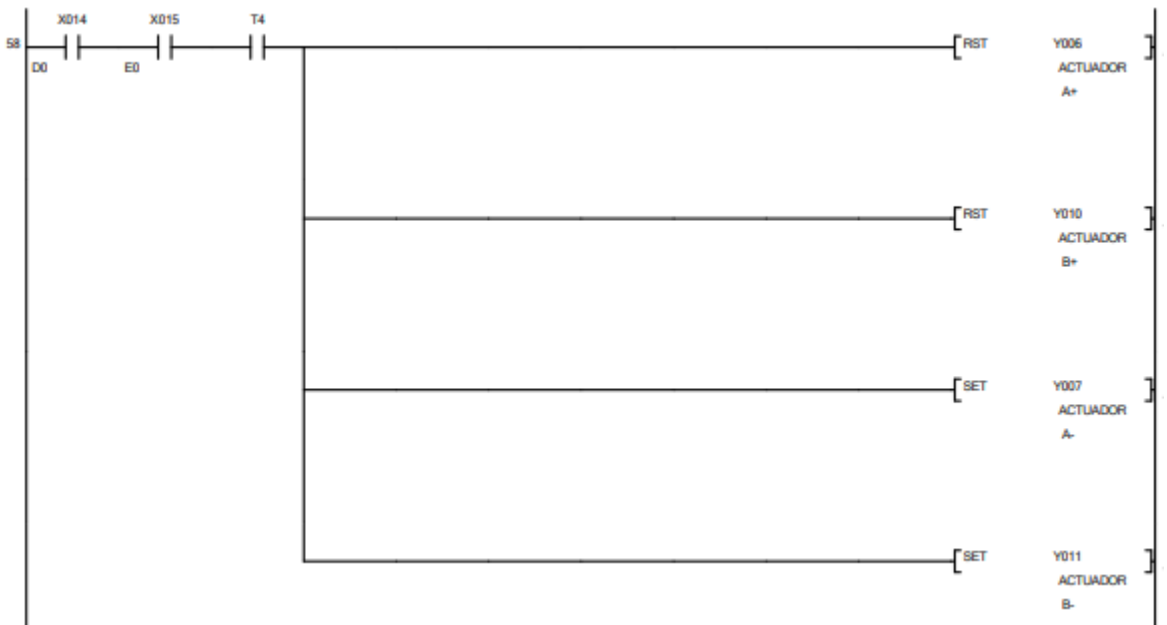
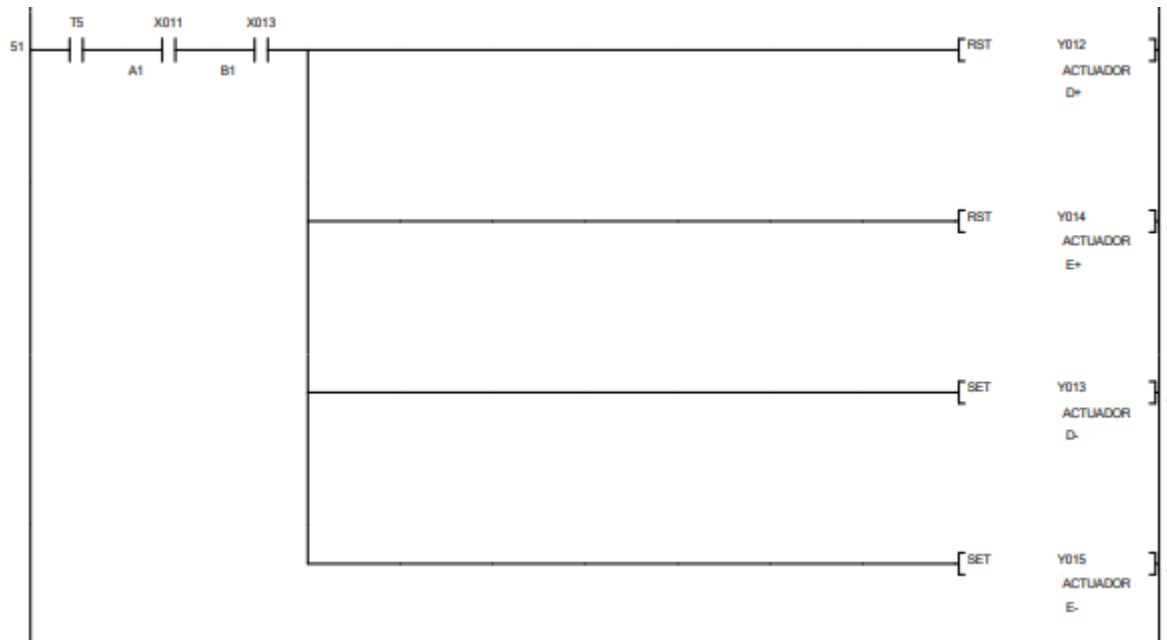
A continuación, en la figura 118, se indica el LADDER de control del sistema

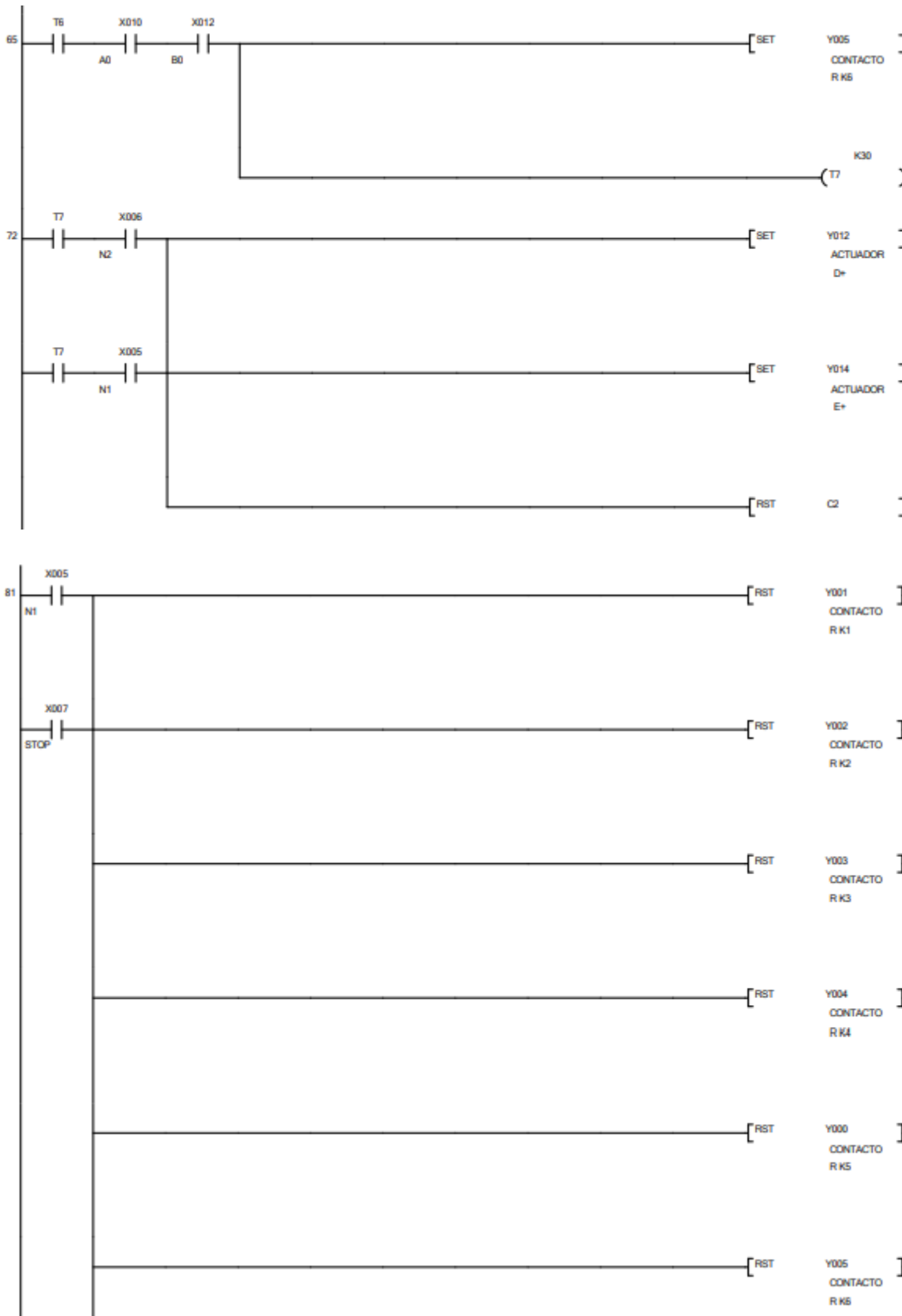
**Figura 118.**

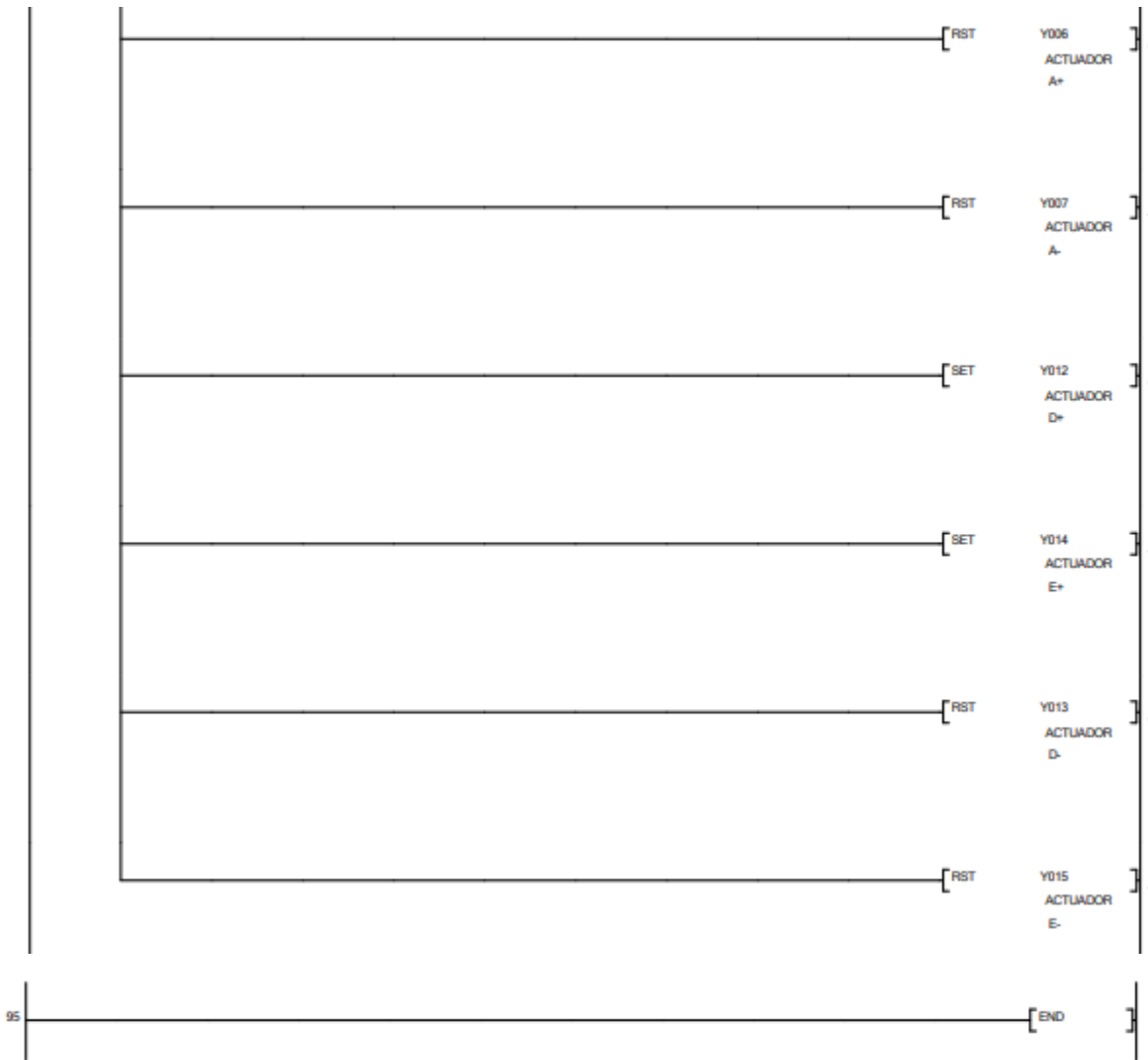
*Ladder sistema de control*











**Nota.** Programación lenguaje LADDER PLC



## 4. MANUALES DEL SISTEMA

### 4.1. Instalación y montaje

El sistema semiautomático de apilamiento de cajas cuenta con la ficha técnica de la tabla 36 que indica las principales características del sistema para su correcto funcionamiento.

**Tabla 36.**

*Tabla de datos del sistema de apilamiento de cajas por paletizado.*

FICHA TECNICA		
Dimensiones generales del sistema	Altura maxima	3,11 m
	Area	23,89 m2
	Peso	550 Kg
Propiedades estibas a manejar	Cantidad de cajas a sacar en una hora	480
	Altura de la estiba	1,8 m
Sistemas que necesita	Electrico	neumatico
Motores que requiere	Motorreductor sinfín corona de 5 hp	SB04 F00 A17
	Motorreductor sinfín corona de 1hp	SB03 J00 A09
	Motorreductor sinfín corona de 0,33hp	SB01 E00 G05
	Motorreductor sinfín corona de 0,33hp	SB01 E00 G05
Compresor	Compresor de 2hp	ACP128
Actuadores	Actuador placas sujetadoras	6648K134
	Actuador compuertas	6648K136

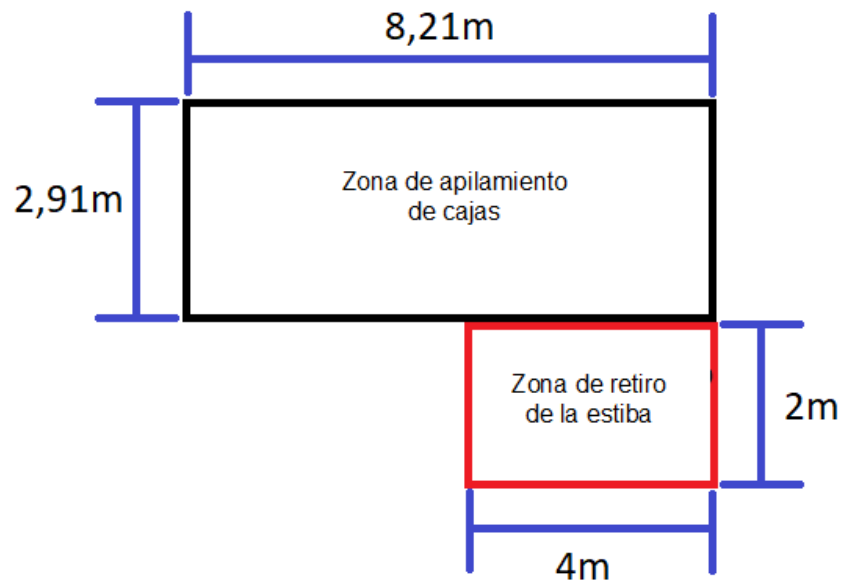
**Nota.** Ficha técnica del sistema.

#### 4.1.1. Requerimientos de instalación

Para la implementación del sistema de apilamiento de cajas es necesario contar con un área de 25m<sup>2</sup> que se encuentre demarcada por zonas para disminuir riesgo de los operarios que intervengan en el proceso y tener claro los espacios que los operarios pueden ocupar si en algún momento necesitan intervenir como se indica en la Figura 119.

**Figura 119**

*Área requerida para la implementación del sistema*

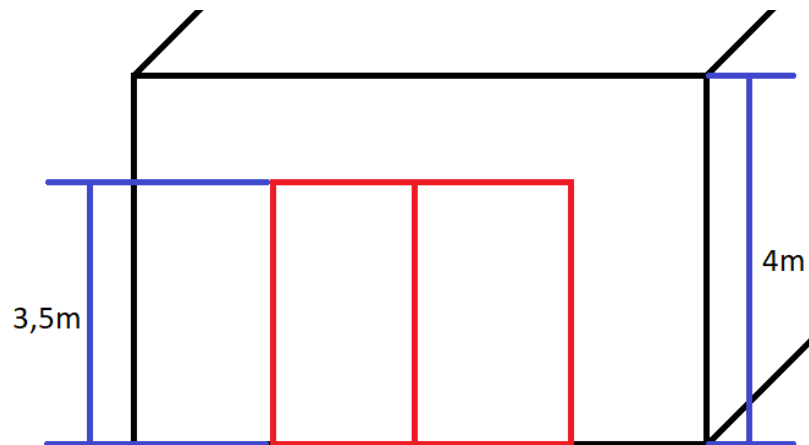


**Nota.** División de áreas necesarias para la instalación del sistema.

La altura mínima de la bodega para poder instalar el sistema de apilamiento de cajas y que tenga un buen funcionamiento debe ser de 4 metros de altura con una puerta de altura no menor a 3,5m y el sistema debe ser instalado en un terreno plano como se indica en la Figura 120.

**Figura 120**

*Altura requerida para la implementación del sistema*



**Nota.** Medidas de altura de puerta y bodega necesarias para instalar el sistema.

Este espacio debe estar condicionado con los siguientes requerimientos:

- Fuentes de voltaje de 110 voltios
- Líneas de aire presurizado (en caso de no contar con una, el sistema de apilamiento viene con un compresor para su funcionamiento)
- Iluminación clara para que haya una inspección visual del proceso en los turnos nocturnos

Para la correcta instalación del sistema es necesario contar con personal capacitado en las áreas de conocimiento de electricidad, neumática y estructura, ya que de esto depende el funcionamiento y la garantía del sistema

El piso en donde se instale el sistema debe estar adecuado para poder soportar un peso de 850Kg que es lo que pesa el sistema.

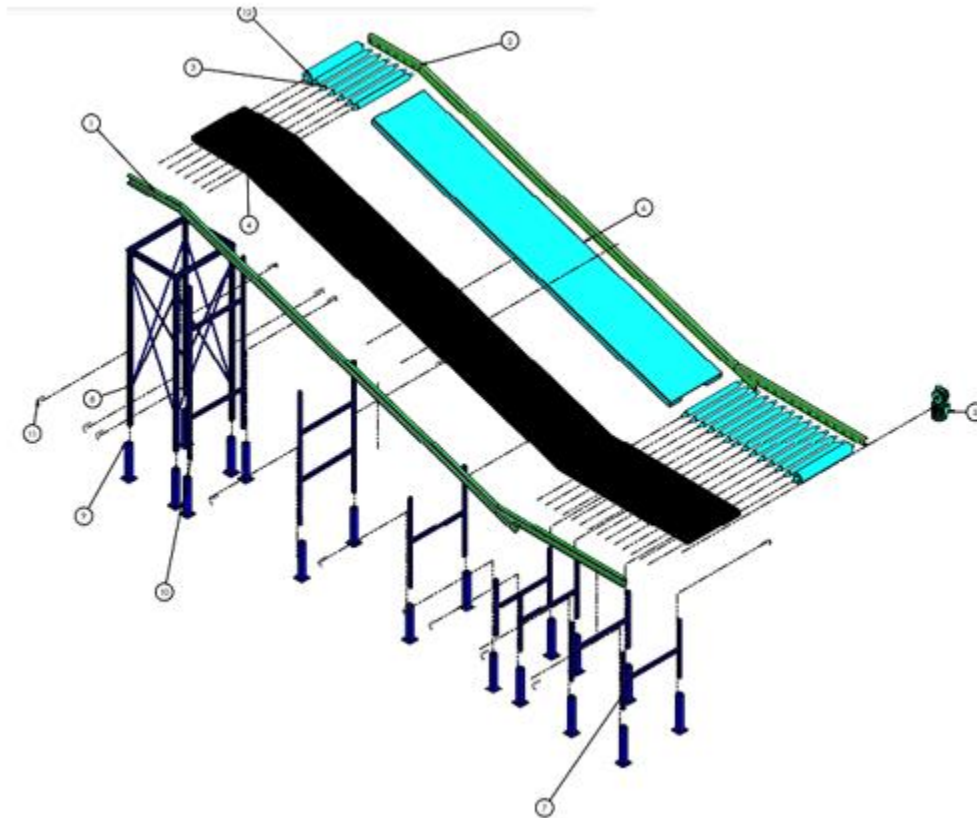
#### **4.1.2. Montajes Principales**

A continuación, se mostrarán los montajes más significativos del sistema. Para más detalles al momento del ensamblaje completo dirigirse a los planos adjuntados en los anexos.

4.1.2.a. Banda transportadora: En la figura 121 se indica como debe ser montada cada pieza de la banda transportadora. Para más detalles ver en el plano 2 que se encuentra en los anexos. Adicionalmente se debe tener en cuenta la demarcación de distancia cada 3 metros en la cinta para respetar la separación entre cajas.

**Figura 121.**

*Banda transportadora explosionada*



**Nota.** Componentes de la banda transportadora.

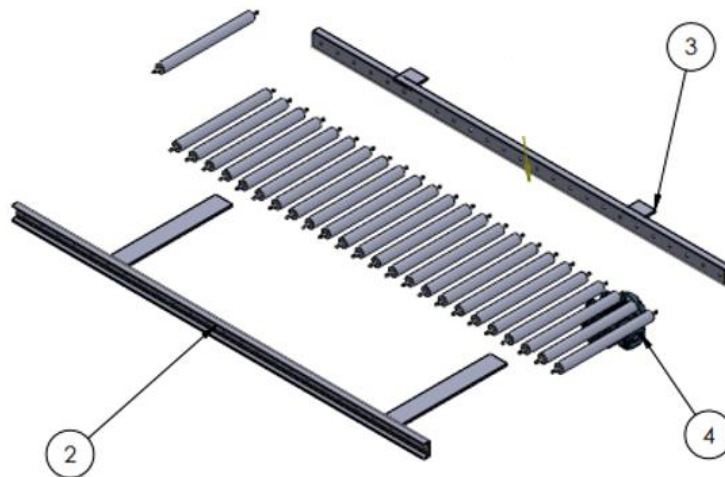
Primero se deben instalar las secciones cortas de las columnas que van ancladas al piso con tornillos de  $\frac{1}{4}$ ", luego se ponen las secciones largas de las columnas y se ajustan a la altura deseada por medio de pasadores, después sobre las columnas se ponen los perfiles en C y se ajustan con una placa atornillada con 4 tornillos de  $\frac{1}{4}$ ", una vez colocados los perfiles en C se suelda la placa que hace de cama en la sección inclinada de la banda, luego se ponen los rodillos en medio de los perfiles en C, de la misma manera se colocan las poleas tensora y conductora, una vez

colocadas las poleas se puede poner la cinta transportadora y se tensa con la polea tensora, y por último se coloca y conecta el motor con la polea conductora.

4.1.2.b. Transportador de rodillos: En la figura 122 se indica como debe ser montada cada pieza de la banda transportadora. Para más detalles ver en el plano 3. que se encuentra en los anexos.

**Figura 122.**

*Transportador de rodillos explosionado.*



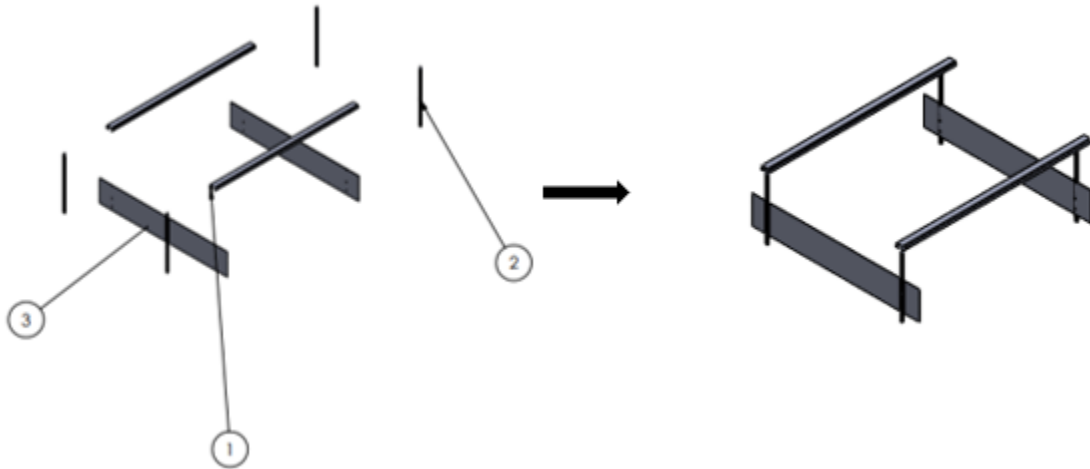
**Nota.** Componentes del transportador de rodillos.

Para la instalación de la banda transportadora primer se sueldan a los perfiles es C tanto las láminas que los unen, que son dos en la parte inferior como los dos soportes que ayudan con la salida de las cajas, luego se colocan los rodillos en medio, estos se ajustan por medio de los piñones, luego se colocan las poleas conductora y tensora, la cadena es colocada a continuación y esta cadena se conecta con la polea conductora y al motor que es colocado de ultimo.

4.1.2.c. Sujetador: En la figura 123 se indica como debe ser montada cada pieza de la banda transportadora. Para más detalles ver en el plano 5 que se encuentra en los anexos.

**Figura 123.**

*Sistema de organización explosionado.*



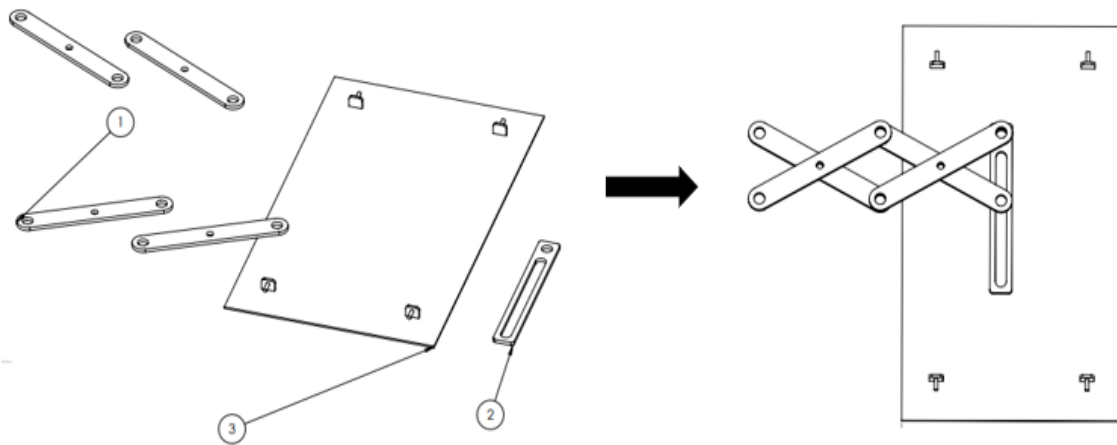
**Nota.** Sistema de organización sin ensamblar y luego ensamblada.

Primero se deben unir los rieles por medio de tornillos a la estructura, luego se unen dos soportes a cada placa por medio de tornillos, estos soportes se conectan en su parte más elevada a unos rodillos que se encuentran dentro de los rieles, esto para que las placas se puedan desplazar por estos rieles.

4.1.2.d. Compuertas: En la figura 124 se indica como debe ser montada cada pieza de la banda transportadora. Para más detalles ver en el plano 4.4.1. que se encuentra en los anexos.

**Figura 124.**

*Ensamblaje mecanismo de tijera*



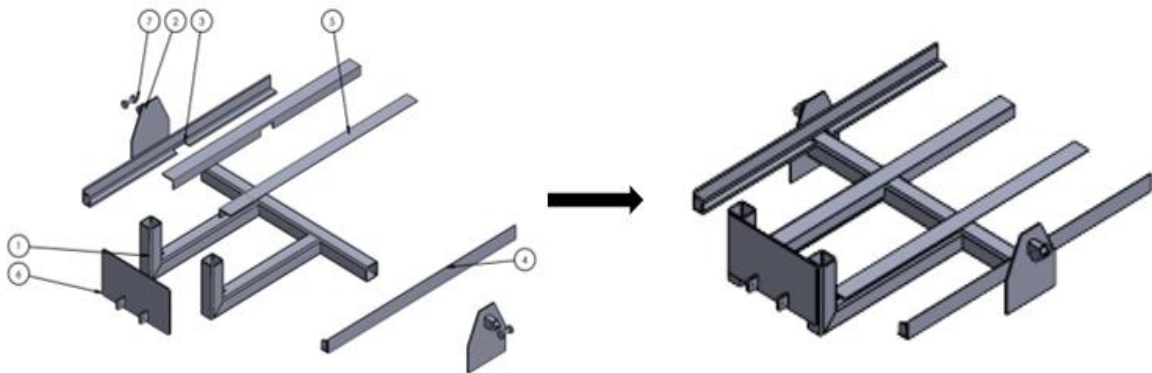
**Nota.** Compuerta con mecanismo de tijera sin ensamblar y luego ensamblada.

Sobre la compuerta se coloca el riel debido a que va ajustado a un lado por con un pasador y el resto del riel soldado, luego los eslabones son unidos por medio de pasadores formando la tijera y al final de la tijera se une un actuador por medio de un pasador a uno de los eslabones finales de la tijera, este eslabón que está conectado al actuador tiene que estar conectado al eslabón que se desplaza por el riel de la tijera, mientras que el otro se tiene que fijar como el eslabón fijo de la compuerta, mediante un pasador.

4.1.2.e. Elevador: En la figura 125 se indica como debe ser montada cada pieza de la banda transportadora. Para más detalles ver en el plano 4.2 que se encuentra en los anexos.

**Figura 125.**

*Elevador explosionado.*



**Nota.** Elevador sin ensamblar y luego ensamblado.

Cada uno de los ángulos es soldado en su posición a las vigas del elevador, luego a los ángulos de los extremos exteriores se les unen dos bases, estas bases cuentan con una salida que se une a las columnas que soportan el elevador, esto para dar mayor estabilidad cuando el elevador se desplaza, también se pone una placa en la parte trasera de la viga, que da mayor seguridad para el posicionamiento de las estibas y conecta con el mecanismo de piñón-cremallera.

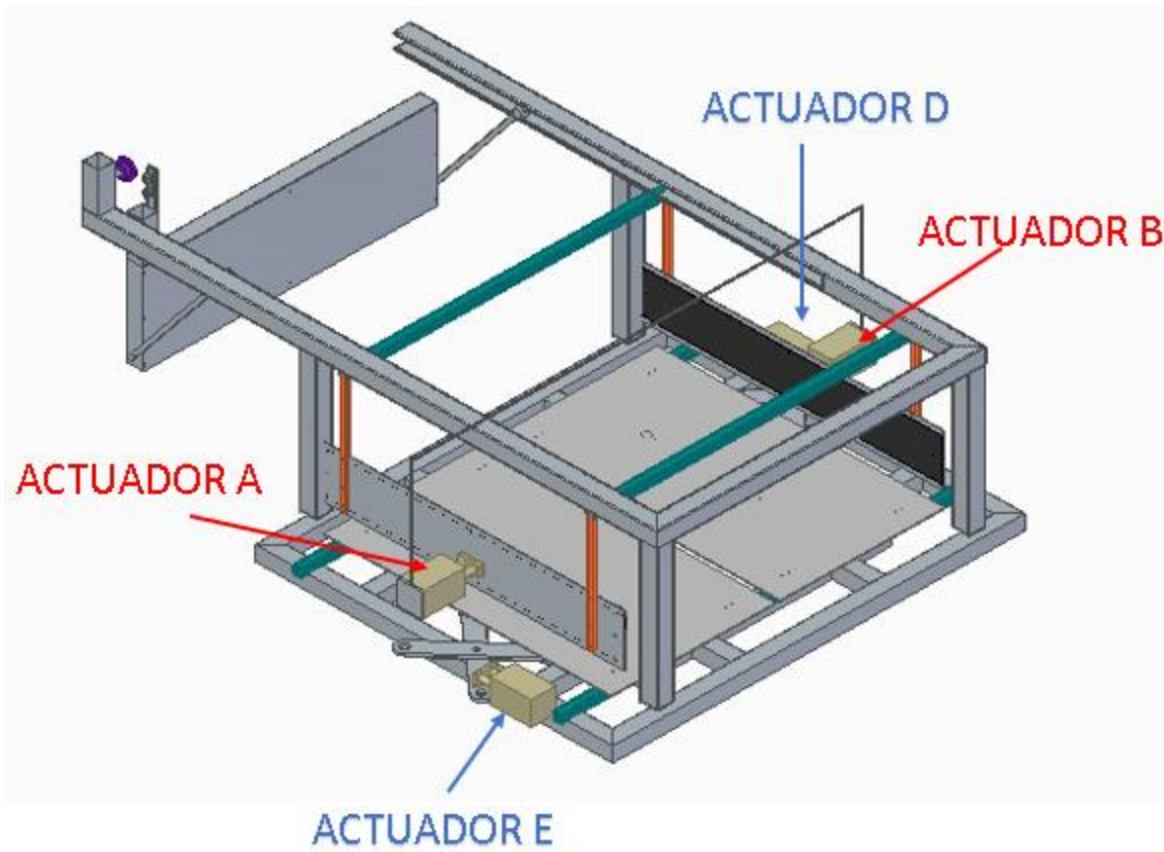
#### **4.1.3. Ubicación de Actuadores**

En la Figura 126 se indica de la ubicación de los actuadores del sistema de apilamiento de cajas, con el fin de ubicar los puntos donde se necesitan sistemas de alimentación tanto eléctrica como neumática, y de esta manera tenerlos presentes a la hora de la instalación.



**Figura 126**

*Ubicación actuadores en el sistema*







**Nota.** Señalización de actuadores dentro del sistema.

## 4.2. Operación

**Tabla 37.**

*Condiciones de seguridad del sistema*

<b>CONDICIONES DE SEGURIDAD</b>	
<b>SEÑAL</b>	<b>RIESGO</b>
 <p>Cargas suspendidas</p>	Riesgo de manejo de cargas suspendidas en el aire, contando la altura que alcanzan las cajas al ser subidas por la banda transportadora y porque la zona de donde se apilan es elevada, se recomienda que mientras el sistema esté en funcionamiento no se acerquen los operarios, solo a retirar la estiba con el montacargas y a poner la nueva estiba vacía
 <p>Vehículos de manutención</p>	Paso de vehículos de manipulación, las estibas apiladas son retiradas por miedo de montacargas, la zona por donde transitan estos debe permanecer despejada para no causar accidentes
	Riesgo de trabamiento, el sistema cuenta con muchos elementos móviles como cadenas, sprockets, cinta transportadora, rodillos y demás, los operarios no se deben acercar a estos elementos mientras el sistema esté en funcionamiento para evitar accidentes y lesiones.
	Riesgo de caída de objetos, el sistema está manipulando cajas a una altura elevada, los operarios deben mantenerse alejados de la zona donde trabaja el sistema para evitar que en caso de caerse una caja ocurra un accidente.

<b>CONDICIONES DE MANEJO</b>		
<b>ESTADO DEL SISTEMA</b>	<b>PREPARACIÓN</b>	<b>OPERACIÓN</b>
Sistema apagado	Poner en posición la primer caja	Presionar boton de inicio de sistema
Sistema en movimiento	Operarios en riesgo o mal posicionamiento de la caja	Presionar boton de paro de emergencia
Apilamiento completado	Montacarga listo para recoger estiba cargada	Montacarga recoge estiba cargada y operario pone nueva estiba
Banda transportadora vacía	Caja lista para posicionar	Posicionamiento de la siguiente caja en la banda transportadora

### 4.3. Mantenimiento

**Tabla 38.**

*Tabla de vida útil de los componentes.*

Componente	Vida útil (h)	Imagen	Especificación	No. Repuestos
Rodillo	30000		Serie m / s-20	10
Cadena	15000		08b-1	1
Sprocket	15000		Varios	8
Cinta transportadora	26280		Icobandas anl-t	1
Compresor	35000		4364k1	0
Motor eléctrico	135000		Motor sinfín corona	0
Actuador 1	5000		6648K134	2
Actuador 2	5000		6648K137	2
Poleas banda	30000		CSD04020X15	2
Sensor laser	5000		sensor 70384266	1
Contador	5000		Fx3s-20mt/dss	1

**Tabla 39.***Inspecciones autónomas para realizar*

<b>MANTENIMIENTO AUTONOMO</b>			
<b>PIEZA</b>	<b>ACTIVIDAD POR REALIZAR</b>	<b>FRECUENCIA</b>	<b>INSUMO</b>
Cinta transportadora	Limpieza de partículas en la cinta transportadora	Diario	Cepillo de cerdas duras
	Revisión de desgaste de la cinta	Mensual	Parches para poner en la cinta o cinta nueva
	Revisión de factor adherente de la cinta	Semestral	Cinta nueva
	Revisión de alineación de la cinta transportadora sobre los rodillos	Trimestral	Operario
Actuador	Revisión de fugas en el sistema alimentador	Mensual	Mangueras conectoras, acoples
Sprockets	Revisión de desgaste de los dientes	Mensual	Sprockets
Motor	Revisión nivel de aceite	Trimestral	Aceite
	Revisión temperatura de trabajo	Semanal	Líquido refrigerante
	Revisión auditiva en busca de golpeteos o ruidos extraños	Anual	Llamada a técnico
Polea motriz	Revisión alineación polea motriz	Semestral	Nivelador
Estructura	Revisión visual en busca de corrosión en tornillos y en perfiles estructurales	Semestral	Aceite lubricante
Rodillos	Revisión desalineación y desgaste	Semestral	Nivelador y rodillo
Rodamientos	Revisión lubricación y movimiento de los rodamientos	Mensual	Aceite lubricante
Cadena	Revisión visual en busca de trabamientos en la cadena	Trimestral	Eslabones
	Lubricación cadena	Diario	Aceite lubricante
Compresor	Controlar la presión	Diario	Manómetro

**Tabla 40.***Inspecciones especializadas para realizar*

<b>MANTENIMIENTO ESPECIALIZADO</b>		
<b>EQUIPO</b>	<b>ACTIVIDAD POR REALIZAR</b>	<b>FRECUENCIA</b>
Motor	Cambio de aceite	Anual
	Cambio filtro de aceite	Anual
	Revisión y cambio ventilador	Semestral
	Revisión y cambio rodamientos	Semestral
	Revisión de corrosión en el bobinado y hacer ensayo de resistencia de aislación	Anual
Compresor	Cambio de aceite	Anual
	Cambio filtro de aceite	Anual
	Cambio filtro de aire	Anual
	Control de temperatura de la mezcla aire-aceite	Anual
	Cambio kit de válvula termostática	Anual
	Cambio kit de la válvula de aspiración	Anual
	Cambio kit de la válvula de presión mínima	Anual
	Cambio kit de la electroválvula	Anual
Actuador	Revisión de la alineación del acoplamiento para prevenir agarrotamiento	Semestral
	Desmonte y lubricación de todas las piezas móviles	Trimestral
	Cambio de actuador en caso de presentarse corrosión	Anual

**Tabla 41.**

*Causa-fallas el sistema*

TABLA CAUSA-FALLAS			
EQUIPO	FALLA	CAUSA	SOLUCIONES
Motores	No arranca	Fuente de alimentación defectuosa	Verificar la tensión en todas las fases, antes del interruptor de seguridad
		Fusibles primarios defectuosos o quemados	
		Conexiones sueltas o mal apretadas en el circuito de control	Inspeccionar visualmente todas las conexiones del circuito de control
		No cierra el contactor magnético	Abrir el interruptor de seguridad, cerrar manualmente el contactor magnético y examinar los contactos y resortes
	El contactor magnético no hace un buen contacto		
	No alcanza su velocidad de trabajo	Tensión baja o incorrecta	Verificar tensión en el panel de control y en los terminales del motor
		Conexiones incorrectas en el motor	Verificar la conexión correcta del motor y comparar con el diagrama de conexiones
		Sobrecarga-mecánica	Verificar el ajuste de los impulsores. Verificar que el eje no este bloqueado o apretado
		Sobrecarga-hidráulica	Verificar el ajuste de los impulsores. Comparar el gasto contra capacidad y carga de la bomba
	El motor vibra	Desalineamiento del eje de la bomba	Revisar el acople y verificar la alineación entre el motor y la bomba
		Chumaceras del eje de la bomba desgastadas o eje de la bomba curvado	Desacoplar la bomba del motor y operar el motor para tratar de determinar la fuente de la vibración
		Disturbio hidráulico en el tubo de descarga	Verificar la junta aislante en el tubo de descarga cerca del cabezal de la bomba
		Vibración ambiental	Verificar el nivel de vibración de la base con el motor parado
		Frecuencia natural del sistema (resonancia)	Revisar la rigidez de la estructura del soporte
	Compresores	No alcanza la presión de descarga	Demasiada demanda de aire
Filtro de aire sucio			Revisar el indicador del filtro y cambiar el elemento de ser necesario
Regulador de presión defectuoso			Revisar el diafragma y reemplazarlo de ser necesario
Control de calentamiento invasivo defectuoso			Reemplazar el control de calentamiento
Descarga inadecuada con acumulación de presión		La válvula reguladora de presión está mal calibrada	Reajustar válvula
		Filtración en el sistema de control causa pérdida de la señal de presión	Revisar líneas de control y reparar válvula
		Válvula de admisión trabada	Liberar o reemplazar válvula
		Válvula de alivio de presión defectuosa	Reemplazar válvula
Insuficiencia de aire		Filtro de aire tapado	Reemplazar filtro
		Separador de aire-fluido tapado	Reemplazar el elemento del separador, cambie el fluido y reemplace el filtro
		Regulador de presión defectuoso	Ajustar o reparar
		Velocidad del motor muy bajo	Reajustar la velocidad del motor
		Control de calentamiento invasivo defectuoso	Reemplazar el control de calentamiento
Excesivo consumo de fluido del compresor		Línea de retorno obstruida	Limpie el orificio y el cedazo de la línea de retorno
		Filtración en el sistema de lubricación	Revise todas las tuberías, conexiones y componentes
	Elemento separador dañado o no funciona de forma correcta	Cambie el elemento separador	
Compresor recalentado	Bajo nivel de fluido en el depósito	Lenar el depósito del fluido	
	Núcleo del enfriador del fluido sucio	Limpie el núcleo cuidadosamente	
	Filtro del fluido del compresor tapado	Cambiar el elemento	
	Termostato defectuoso	Cambiar el elemento	
Actuadores	Agarrotamiento entre la válvula y el actuador	Alineación incorrecta del acoplamiento	Realinear el acoplamiento
	La válvula se sale del asiento y se abre bruscamente	Par de torsión de la válvula demasiado alto, tamaño demasiado pequeño del actuador o caudal insuficiente del suministro de aire	Repare la válvula, cambie el actuador por otro de un tamaño adecuado, use líneas de suministro de aire o una válvula de solenoide con un caudal mayor

## 5. EVALUACION FINANCIERA DEL SISTEMA

Dentro de los objetivos o metas que se contemplan en el proyecto, se estipuló la evaluación de factibilidad de la elaboración del sistema de apilamiento de cajas, la cual se basara en la determinación de los costos de producción del producto y el análisis de la factibilidad según la disminución de la mano de obra.

### 5.1. Costos por pieza

A continuación, en la tabla 42, se presentarán los costos por cada pieza para la elaboración del sistema de apilamiento de cajas.

**Tabla 42.**  
*Costos por pieza*

<b>Pieza</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio unitario</b>	<b>Precio total</b>
Actuadores	4	\$ 335.000	\$ 670.000
Cadena	5.486	\$ 39.000	\$ 213.954
Cinta transportadora	12.9	\$ 70.000	\$ 903.000
Compresor	1	\$ 449.900	\$ 449.900
Motorreductor1	1	\$ 3.500.000	\$ 3.500.000
Motorreductor2	1	\$ 1.478.000	\$ 1.478.000
Motorreductor3	2	\$ 1.150.000	\$ 2.300.000
Perfiles en C	17.36	\$ 35.000	\$ 607.600
Placas de acero	1.82	\$ 327.000	\$ 595.140
PLC	1	\$ 1.683.700	\$ 1.683.700
Polea conductora	1	\$ 258.000	\$ 258.000
Polea tensora	1	\$ 258.000	\$ 258.000
Rodillos	43	\$ 80.000	\$ 3.440.000
Sensores infrarojos	6	\$ 27.000	\$ 162.000
Sprockets	12	\$ 264.200	\$ 3.170.400
Tornillos	250	\$ 462	\$ 115.500
Perfiles cuadrados1	10.88	\$ 13.300	\$ 144.704
Perfiles cuadrados2	36.31	\$ 19.500	\$ 708.045
Electroválvula2	4	\$ 500.000	\$ 2.000.000
Soldadura	1	\$ 600.000	\$ 600.000
<b>Total general</b>	<b>412.756</b>	<b>\$ 11.088.062</b>	<b>\$ 23.257.943</b>

**Nota.** Costos de las piezas para la implementación del sistema.

Dentro de las partes o piezas que se contemplan para la elaboración del sistema de apilamiento de cajas, se pueden destacar algunas que representan una gran participación en el costo de producción del sistema, las cuales se podrán de detallar de una mejor manera en Tabla 43.

**Tabla 43.**

*Participación porcentual*

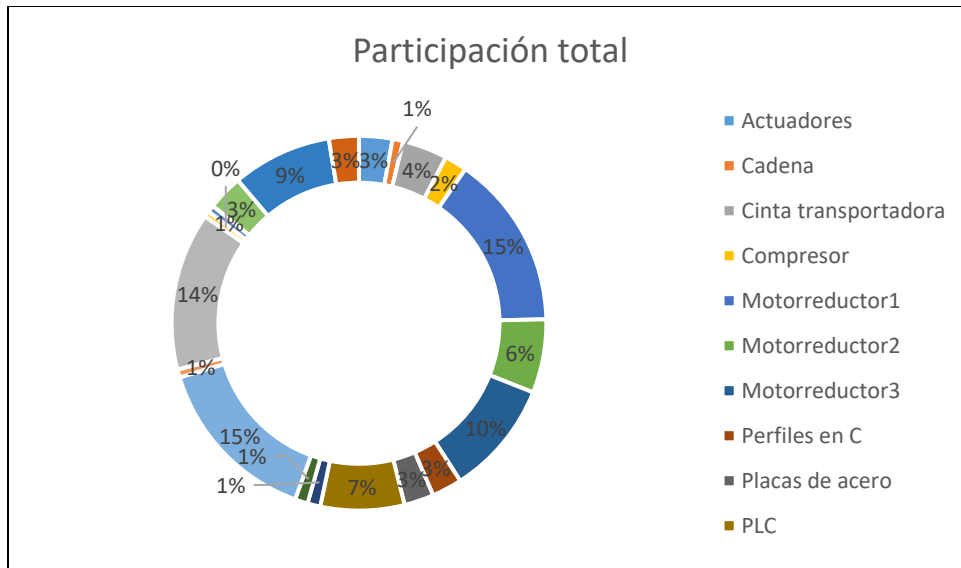
<b>Etiquetas de fila</b>	<b>Suma de Participación precio total</b>
Actuadores	3%
Cadena	1%
Cinta transportadora	4%
Compresor	2%
Motorreductor1	15%
Motorreductor2	6%
Motorreductor3	10%
Perfiles en C	3%
Placas de acero	3%
PLC	7%
Polea conductora	1%
Polea tensora	1%
Rodillos	15%
Sensores infrarojos	1%
Sprockets	14%
Tornillos	0%
Perfiles cuadrados1	1%
Perfiles cuadrados2	3%
Electroválvula	9%
Soldadura	3%
<b>Total general</b>	<b>100%</b>

**Nota.** Ponderación porcentual por pieza.



**Figura 127.**

*Participación porcentual*



**Nota.** Ponderación porcentual por pieza.

Como se puede observar en la Figura 127, los motorreductores corresponden al 35 % de los costos para la elaboración del sistema de apilamiento de cajas. El otro 65% de la participación se reparte entre perfiles en c, placas, PLC, poleas, rodillos, sensores, sprokets, tornillos y perfiles.

## 5.2. Costos mano de obra

Frente al costo de la mano de obra se estipuló un 22 % respecto a la base de costos de piezas, para garantizar una mano de obra de 4 cuatro operarios con un SMLV (908.526 COL), en la tabla 44 se detallarán los operarios necesarios para la elaboración del sistema de apilamiento de cajas.

**Tabla 44.**

*Mano de Obra*

<b>MO</b>	
Técnico eléctrico	\$ 908.526
Técnico mecatrónico	\$ 908.526
Técnico mecanico	\$ 908.526
Auxiliar	\$ 908.526
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 3.634.104</b>

**Nota.** Costos de mano de obra para la implementación del sistema.

### 5.3. Costos Totales

Los costos de la mano de obra y la pieza para la implementación del sistema semiautomático se pueden ver en la tabla 45.

**Tabla 45.**

*Costo Total.*

<b>Costos</b>	
MO(Mano de obra 22 %)	\$ 5.116.747
MP(Partes)	\$ 23.257.943
<b>Costos totales</b>	<b>\$ 28.374.690</b>

**Nota.** Costo total para la implementación del sistema.

Como se muestra anteriormente el valor total de la inversión para la implementación del sistema es de \$28.374.690 Mcte.

### 5.4. Factibilidad financiera

Para el análisis de la factibilidad financiera se basará en dos momentos o escenarios de las organizaciones que deseen incorporar el equipo a sus procesos, un escenario pre- equipo o utilizando un sistema de apilamiento de cajas manual y un escenario en donde se implemente el sistema de apilamiento semiautomático.

Capacidad productiva

Para comprender de una mejor manera los impactos que se tiene al implementar el sistema de apilamiento de cajas, se procederá a detallar la optimización en la capacidad productiva, a continuación, en la tabla 46 se mostrará el rendimiento de un sistema de apilamiento manual.[22]

**Tabla 46.**

*Sistema de apilamiento de cajas manual*

ESCENARIO CON SISTEMA DE APILAMIENTO DE CAJAS MANUAL					
Numero de cajas por periodo de tiempo					No de trabajadores
5 min	hora	Día o Jornada(8 horas)	Mes	Año	
24	83	664	19.920	239.040	3

**Nota.** Tiempos de operación

Teniendo en cuenta el escenario del sistema de apilamiento manual se mostrará la capacidad productiva de sistema de apilamiento de cajas semiautomático. Tabla 47 y 48.

**Tabla 47.**

*Sistema de apilamiento de cajas semiautomático*

ESCENARIO CON SISTEMA DE APILAMIENTO DE SEMIAUTOMATICO					
Numero de cajas por periodo de tiempo					No de trabajadores
5 min	hora	Día o Jornada(8 horas)	Mes	Año	
12	144	1.152	34.560	414.720	2

**Nota.** Tiempos de operación

**Tabla 48.**

*Diferencia de capacidad entre escenarios*

DIFERENCIA DE CAPACIDAD ENTRE ESCENARIOS					
Numero de cajas por periodo de tiempo					
5 min	hora	Día o Jornada(8 horas)	Mes	Año	
-5	-61	-488	-14.640	-175.680	

Observando los dos escenarios podemos detallar que el sistema de apilamiento de cajas semiautomático ofrece una mejor cantidad de unidades por periodo de tiempo, contemplando, una diferencia mensual de 14.640 unidades.

## 5.5. Evaluación de la recuperación de la inversión

Para la recuperación de la inversión, el retorno se realizará por medio de la deducción de trabajadores en la nómina, con lo cual se realizó un análisis para el mejor aprovechamiento del talento humano en el proceso en el que el sistema apilamiento de cajas sea aplicado, en las tablas 49 a 51 se muestra el valor en pesos colombianos de los gastos de nóminas, teniendo en cuenta el porcentaje de prestaciones sociales y el riesgo al que está sometido el trabajador (Riesgo II).

**Tabla 49.**

*Escenario con sistema manual de apilamiento de cajas*

ESCENARIO CON SISTEMA MANUAL DE APILAMIENTO DE CAJAS						
concepto	No	SMLV	Nómina mensual	ANUAL		
				1	2	3
MO	3	\$1.464.222,00	\$ 4.392.666,00	\$52.711.992	\$52.711.992	\$52.711.992

**Tabla 50.**

*Escenario con sistema semiautomático de apilamiento de cajas*

ESCENARIO CON SISTEMA SEMIAUTOMÁTICO DE APILAMIENTO DE CAJAS						
concepto	No	SMLV	Nómina mensual	ANUAL		
				1	2	3
MO	2	\$1.464.222	\$2.928.444	\$35.141.328	\$35.141.328	\$35.141.328

**Tabla 51.**

*Reducción de costos de nomina*

ANUAL		
1	2	3
\$17.570.664	\$17.570.664	\$17.570.664
33%	33%	33%

Como se pudo ver en la Tabla 51. Se realizó una deducción del 33% respecto al valor de nómina en el sistema de apilamiento de cajas Manual, correspondiente a \$ 17.570.664, lo cual nos permite deducir que el retorno o recuperación de la inversión se realizará aproximadamente en el segundo año y a partir del mismo dichas deducciones se presentaran como un ahorro para la organización.

## 6. CONCLUSIONES

Se diseñó un sistema semiautomático de apilamiento de cajas por paletización que funciona con cajas de 20Kg de peso, sacando 8 cajas apiladas por minuto, es decir una estiba de 3 niveles de 4 cajas cada uno en minuto y medio, estos tiempos se establecieron gracias a que se mantiene una distancia entre caja y caja de 7 segundos de colocación, lo que mantiene el sistema en funcionamiento continuo.

Se definieron los parámetros de diseño para la selección de la alternativa, en los cuales la alternativa seleccionada fue superior o igual a las otras en: la seguridad del producto, la seguridad del personal, peso del gripper. En cuanto a complejidad del mantenimiento y sistemas de alimentación auxiliares se encuentra en similares condiciones respecto a las demás alternativas.

Se definieron los parámetros de diseño para la elaboración de un sistema semiautomático de apilamiento de cajas, los cuales son: la seguridad en el producto, la velocidad de apilamiento y la altura de los apilamientos a organizar y almacenar.

El sistema semiautomático de apilamiento de cajas reduce el tiempo en un 70% en comparación con el sistema manual de apilamiento [22]. El sistema está diseñado para reducir el porcentaje de intervención humana en un 33,4% dejando así los puestos de control y supervisión a cargo de los operarios.

Para el proceso de apilamiento de cajas se proponen 3 alternativas, la primera es una estructura con pinza de vacío, la segunda es un sistema electroneumático y la tercera es un sistema semiautomático de apilamiento de cajas, se seleccionó la tercera alternativa debido a que es dos veces más segura que las otras alternativas, ya que tiene un puesto de mando, el cual permite que el operario que controle y asegure el sistema para la intervención del siguiente operario.

El sistema semiautomático de apilamiento de cajas por paletización propuesto logro obtener un peso general del sistema de 550Kg con una altura máxima de 3,11m y necesitando equipos pequeños para la generación de su movimiento, siendo el motor de mayor potencia un motor de 5H.P.

El sistema semiautomático de apilamiento de cajas se encargará de en un 100% los riesgos por manipulación de cargas que pueda sufrir un empleado, ya que, la intervención para la manipulación será solamente de manera indirecta en el proceso.

Se elaboraron 3 manuales: instalación y montaje, operación y mantenimiento, que permiten el funcionamiento ideal del sistema para el operador.

Al evaluar el retorno a la inversión que tiene el sistema semiautomático de apilamiento de cajas, el cual es \$28.374.690, se ve reflejado que al paso de 2 años se hace la recuperación completa de la inversión y desde ese mismo año, se ve reflejada la disminución de las pérdidas que pueden generar los accidentes laborales, que ocurren cuando los empleados manipulan directamente las cargas.

## BILBIOGRAFIA

- [1] Forbes Colombia, “Se acelera el viaje de la automatización en Colombia”, 21 de abril del 2020 [En línea]. Disponible: <https://forbes.co/2020/04/21/editors-picks/el-camino-de-la-automatizacion-en-colombia/>. [30 de septiembre 2021]
- [2] A. Tovar, et al., “Clasificación Industrial internacional uniforme de todas las actividades económicas”, Colombia, marzo 2020 [PDF]. Disponible: [https://www.dane.gov.co/files/sen/nomenclatura/ciiu/CIIU\\_Rev\\_4\\_AC2020.pdf](https://www.dane.gov.co/files/sen/nomenclatura/ciiu/CIIU_Rev_4_AC2020.pdf), Acceso: Septiembre, 29,2021.
- [3] Gobierno de España, “Estadística de accidentes de trabajo”. Ministerio de trabajo y economía social, [En línea]. Disponible: <https://www.mites.gob.es/estadisticas/eat/welcome.htm> [abril, 28,2020]
- [4] Federación de Aseguradores Colombianos, “Estadísticas del ramo”. Fasecolda, [En línea]. Disponible: <https://fasecolda.com/ramos/riesgos-laborales/estadisticas-del-ramo/>. [septiembre, 29,2021.]
- [5] SAFETYA, “Accidentes de trabajo en Colombia en cifras, 2018”, [En línea]. <https://safetya.co/accidentes-de-trabajo-en-colombia-en-cifras-2018/> [abril, 27,2020]
- [6] Unión General de Trabajadores (Fespugt). “Riesgos relacionados con la seguridad en el trabajo”, [En línea]. <https://riesgoslaborales.saludlaboral.org/portal-preventivo/riesgos-laborales/riesgos-relacionados-con-la-seguridad-en-el-trabajo/manipulacion-manual-de-cargas/> [septiembre,29,2021]
- [7] N. Valbuena, “guía de buenas prácticas control de peligro en la manipulación manual de carga”, Colombia, 2015 [PDF]. Disponible: <https://posipedia.com.co/wp-content/uploads/2018/09/guia-buenas-practicas-control-peligro-manipulacion-cargas.pdf>, Acceso: mayo, 20, 2021.
- [8] H. E. Rodríguez, O.H. Vanegas Casallas, “Cálculo y diseño de un transportador inclinado de banda y rodillos”, Calí, Colombia, mayo 01 1994 [PDF]. Disponible:

<https://red.uao.edu.co/bitstream/handle/10614/3575/T0001465.pdf?sequence=1>  
, Acceso: mayo, 06,2020.

[9] SCOTT Europe (Alvey), “Palletising, internal logistics, warehouse automation”, [En línea]. Disponible: <https://www.alvey.eu/> [mayo, 01,2020]

[10] D. Merino Álvarez, Diseño de un elevador de obra accionado mediante un sistema de piñon-cremallera, tesis pre. Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España, 2015. [En línea] Disponible en: <https://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/25323>.

[11] EK roboter, “Integración de Soluciones Industriales”, [En línea]. Disponible: <https://www.ekroboter.com/es/index.php>. [Agosto, 01,2020].

[12] I.Y. Barreda Aguilera, J.R. Blandón Zeledón, X. M. Salgado Bucardo, Diseño de bandas transportadoras de cajas de madera para evitar accidentes laborales y mejorar la organización en el área de fabricación de cajas en la Tabacalera PERDOMO S.A, en el I semestre del año 2019, Trabajo de seminario. Facultad Regional Multidisciplinaria; FAREM - Estelí, Universidad Nacional Autónoma de Nicaragua, Managua, Nicaragua, 2019. Disponible en: <https://repositorio.unan.edu.ni/11458/>.

[13] I. Martínez Sartorius, “Cartón corrugado pruebas a producto terminado”, tesis pre., Institución Politécnico Nacional, México D.F., México, 2009. [En línea] Disponible en: <https://tesis.ipn.mx/jspui/handle/123456789/3988>.

[14]. Anónimo. (2012-05-30). “Sistema Mecánico”. [En línea]. <http://sistemasmecanicosiws.blogspot.com/2012/05/definicion-de-sistemas-mecanicos.html>. [enero, 18,2021]

[15] P. M. McGuire, Conveyors Application, Selection, and Integration. Dayton, Ohio, Taylor and Francis Group. LLC, 2010. [En línea] Disponible en: [https://books.google.com.co/books?id=558I93ERNU4C&printsec=copyright&redir\\_esc=y#v=onepage&q&f=false](https://books.google.com.co/books?id=558I93ERNU4C&printsec=copyright&redir_esc=y#v=onepage&q&f=false)



- [16]Automantenimiento.net, “Tipos de reductores de velocidad”, [En línea].  
<https://automantenimiento.net/mecanica/tipos-de-reductores-de-velocidad/>  
[Fecha de acceso]
- [17] MEKKAM, [En línea] Disponible: <http://www.mekkam.com/quienes-somos-mekkam-packaging/>. [agosto, 12,2020]
- [18]I. Gómez Suárez, Mantenimiento electromecánico de motores eléctricos, 1a. ed. España: Ediciones Paraninfo SA, 2020. [En línea] Disponible en: [https://books.google.com.co/books/about/Mantenimiento\\_electromec%C3%A1nico\\_de\\_motore.html?id=ypzODwAAQBAJ&redir\\_esc=y](https://books.google.com.co/books/about/Mantenimiento_electromec%C3%A1nico_de_motore.html?id=ypzODwAAQBAJ&redir_esc=y).
- [19]ULMA Packaging, S.A. de C.V., “Sistemas de paletizado”. ULMA Packaging [En línea]. Disponible: <https://www.ulmapackaging.mx/maquinas-empacadoras/solucion-integral/sistemas-de-paletizado> [abril, 14, 2021]
- [20] R. Iñigo Madrigal y E. Vidal Idiarte. Robots industriales manipuladores. Cataluña: Ediciones UPC, 2002. [En línea] Disponible en: [https://books.google.com.ec/books?id=zhG5Qhf2\\_LMC&printsec=frontcover#v=onepage&q&f=false](https://books.google.com.ec/books?id=zhG5Qhf2_LMC&printsec=frontcover#v=onepage&q&f=false).
- [21] F. REYES, ROBÓTICA CONTROL DE ROBOTS MANIPULADORES, 1 ed. MEXICO D.F: ALFAOMEGA, 2011. [En línea] Disponible en: [https://books.google.com.co/books/about/Rob%C3%B3tica\\_control\\_de\\_robots\\_manipuladore.html?id=cULVDQAAQBAJ&redir\\_esc=y](https://books.google.com.co/books/about/Rob%C3%B3tica_control_de_robots_manipuladore.html?id=cULVDQAAQBAJ&redir_esc=y).
- [22]COMITE COSTARRICENSE DE LOGISTICA -"CCL", “Manual de logística de paletización”, Costa Rica, noviembre 2003 [PDF]. Disponible: [https://www.gs1cr.org/wp-content/uploads/2016/04/manual\\_logistica.pdf](https://www.gs1cr.org/wp-content/uploads/2016/04/manual_logistica.pdf), Acceso: Octubre, 29,2021.
- [23]C. L Rodríguez. Diseño y construcción de un robot cartesiano con un control de posición punto a puntotulo del documento en cursiva, Facultad de ingeniería, Universidad libre, Bogotá D.C, Colombia, 2017. [En línea] Disponible en: <https://repository.unilibre.edu.co/handle/10901/11249>.

- [24] Festo, "Catálogo electroválvulas", Disponible en: <https://www.festo.com/>, 2017.
- [25] FKI Logistex, "Belt Conveyor Handbook", Cincinnati, Ohio, 2001 [PDF]. Disponible en: [www.fkilogistex.com/automation](http://www.fkilogistex.com/automation), Acceso en: Octubre, 29, 2021.
- [26] FKI Logistex, "Chain Driven Live Roller Conveyor Handbook", Cincinnati, Ohio, 2001 [PDF]. Disponible en: [www.fkilogistex.com/automation](http://www.fkilogistex.com/automation), Acceso en: Octubre, 29, 2021.
- [27] Jane Collins, "Física 2", Estados Unidos. Editorial Alec. 2012. [En línea] Disponible en: <https://alec.com.mx/es/product/view/3/134/>
- [28] Intermecc, "Cálculo de la longitud de la cadena requerida para una transmisión", Bogotá, Colombia [PDF]. Disponible en: <https://www.intermec.com.co/literatura.php>, Acceso en: Octubre, 29, 2021.
- [29] Guillermo Bavaresco, "Procedimiento para el diseño de ejes" [PDF], Disponible en: <https://gabpingeneria.weebly.com>, Acceso en: Octubre, 28, 2021
- [30] SKF, "General Catalogue", Germany, June 2003 [PDF]. Disponible en: <https://www.skf.com/group/support/splash>, Acceso en: Octubre, 28, 2021.
- [31] Parker Hydraulics, "Mobile Cylinders Product Information, Quick Reference Data & Application Guide", Youngstown, Ohio, 2004 [PDF]. Disponible en: [www.parker.com](http://www.parker.com), Acceso en: Octubre, 30, 2021.
- [32] Mc Cormac, Jack, Diseño de Estructuras en Acero, 5a. ed. Editorial alfaomega, 2012. [En línea] Disponible en: [https://www.academia.edu/28111116/Dise%C3%B1o\\_de\\_Estructuras\\_De\\_Acero\\_McCormac\\_5ta\\_Ed\\_pdf](https://www.academia.edu/28111116/Dise%C3%B1o_de_Estructuras_De_Acero_McCormac_5ta_Ed_pdf).
- [33] Siddhartha Ray, Introduction to Material Handling, Editorial New Age International Publishers, 2008. [En línea] Disponible en: [https://me.gecgudlavaluru.ac.in/images/admin/pdf/1594616688\\_III-I-Material-Handling-\(OE\).pdf](https://me.gecgudlavaluru.ac.in/images/admin/pdf/1594616688_III-I-Material-Handling-(OE).pdf).

[34] Pablo Ringegni, Cálculo de Uniones Soldadas, 6ª ed. [En línea] Disponible en:  
[http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/Uniones%20soldadas%20sex  
ta%20edicion%202013.pdf](http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/Uniones%20soldadas%20sex%20ta%20edicion%202013.pdf)

**ANEXO 1**  
**PLANOS**