

RAE

1. **TIPO DE DOCUMENTO:** Trabajo de grado para optar por el título de IINGENIERO MECATRÓNICO.
2. **TÍTULO:** Construcción de prototipo de banda transportadora con sistema de pesaje dinámico para verificación de peso en empaques de grano.
3. **AUTOR (ES):** Daniel Felipe Martínez Pineda y Jose Luis Prada Anaya
4. **LUGAR:** Bogotá DC
5. **FECHA:** Enero de 2020
6. **PALABRAS CLAVES:** Pesaje dinámico, sistema de pesaje, transportadores, banda transportadora, automatización de procesos, microcontroladores, diseño mecánico, diseño electrónico, empaques de grano, bascula, industria alimentaria.
7. **DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO:** Construir un prototipo de banda transportadora con sistema de pesaje dinámico para simular condiciones de verificación de peso en empaques de grano, capaz de cumplir una producción de 15 paquetes por minuto, una tolerancia superior e inferior de 20 gramos, y con la capacidad de contrarrestar dos perturbaciones: 1) paquetes que caen sobre la banda a una determinada altura no afectarán las mediciones de pesaje. 2) Variaciones dentro de un rango específico de tensión en la banda.
8. **LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:** Línea de Investigación de la USB: Automatización de procesos industriales en los cuales un operario hace menos eficiente una línea de producción.
9. **METODOLOGÍA:** Es de carácter empírico – analítico con un enfoque a la verificación experimental realizadas en el desarrollo del proyecto.
10. **CONCLUSIONES:** El diseño y la construcción del prototipo de banda transportadora con sistema de pesaje dinámico ayuda a la verificación de contenido de las presentaciones de grano gracias a que por medio de la misma se realizó el pesaje de cada presentación sobre la banda encontrando su peso, dentro o fuera de la tolerancia, realizando así su respectivo rechazo de ser necesario, evitando, en el caso de una implementación en la industria, problemas legales al momento de una revisión de los pesos en las presentaciones.

Construcción de prototipo de banda transportadora con sistema de pesaje dinámico para verificación de peso en empaques de grano

Martínez Pineda Daniel Felipe, Prada Anaya José Luis

Universidad de San Buenaventura, Sede Bogotá.

Facultad de Ingeniería.

Programa de Ingeniería Mecatrónica

Bogotá, Colombia

2020

Construcción de prototipo de banda transportadora con sistema de pesaje dinámico para verificación de peso en empaques de grano

Martínez Pineda Daniel Felipe, Prada Anaya José Luis

Edwin Nikolay Prieto Parrado

Universidad de San Buenaventura, Sede Bogotá.

Facultad de Ingeniería.

Programa de Ingeniería Mecatrónica

Bogotá, Colombia

2020

Tabla De Contenido

INTRODUCCIÓN	9
CAPÍTULO 1. ANTEPROYECTO	10
1. Antecedentes	10
1.2. Planteamiento del problema	12
1.3. Justificación y pregunta de Investigación	13
1.4. Objetivos	14
1.4.1. <i>Objetivo General</i>	14
1.4.2. <i>Objetivos Específicos</i>	14
1.5. Alcances y Limitaciones	14
1.6. Marco Conceptual	15
1.6.1. <i>Banda transportadora</i>	15
1.6.2. Celdas de carga	17
1.6.3. Pesaje dinámico	18
1.6.4. Matriz PESTAL	18
1.7. Metodología	21
CAPÍTULO 2. DESARROLLO DE INGENIERÍA	24
2.1. Cálculo de velocidad de la banda	24
2.2. Cálculo de potencia del motor	25
2.3. Factores de seguridad	27
2.3.1. Factor de seguridad en rodillos	28
2.3.2. Factor de seguridad en ejes	34
2.4. Factor de seguridad de la estructura	38
2.5. Diseño electrónico	45
2.5.1. Configuración inicial	45
2.5.2. Módulo UART	46
2.5.3. Módulo ADC	47
2.6. Diseño pesaje dinámico	48

2.6.1. Factores clave dentro de la medición	48
2.6.2. Sensibilidad en la medición	49
2.6.3. Parametrización de celdas de carga	50
2.7. Sistema de rechazo	53
CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE RESULTADOS	57
3.1. Sistema de tensión	57
3.1.1. Sin tensión	57
3.1.2. Muy tensionado	58
3.1.3. Tensionado	58
3.2. Rechazo	59
3.3. Sistema de pesaje (error y perturbación de caída)	63
3.3.1 Parámetros	67
CONCLUSIONES	70
RECOMENDACIONES	71
REFERENCIAS	74
ANEXO	76

Lista de figuras

Figura 1. Tipos de banda.....	16
Figura 2. Rodillos Interroll Poly-vee	17
Figura 3. Tipos de celdas de carga.....	18
Figura 4. Diagrama de cuerpo libre sobre rodillo.....	25
Figura 5. Diagrama de cuerpo libre de un rodillo.....	28
Figura 6. Diagrama de cuerpo libre de eje con acople para motor.....	35
Figura 7. Vista superior estructura con rodillos.....	39
Figura 8. Vista general Sistema de tensado en “T”.....	40
Figura 9. Representación básica de la estructura de la banda transportadora indicando componentes y direcciones de fuerzas que reciben los soportes.....	40
Figura 10. Diagrama de cuerpo libre, celda de carga.....	41
Figura 11. Estructura completa banda transportadora.....	44
Figura 12. Comunicador serial RS232 (PIC - USB).....	47
Figura 13. Grafica de linealización y resultado de coeficientes en los puntos obtenidos.....	52
Figura 14. Arquitectura Sistema de rechazo.....	53
Figura 15. Sensor de proximidad infrarrojo E18-D80NK.....	54

Figura 16. Símbolo neumático de electroválvula 5/2 con retorno de muelle.	54
Figura 17. Partes de cilindro neumático de doble efecto.	55
Figura 18. Mecanismo de funcionamiento de paleta de rechazo.	56
Figura 19. Punto de rodillo tensor en posición “Sin tensión”.....	57
Figura 20. Punto de rodillo tensor en posición “Muy tensionado”.....	58
Figura 21. Prueba del sistema de rechazo sin suministro neumático.....	61
Figura 22. Prueba del sistema de rechazo con suministro neumático.....	61
Figura 23. Compresor básico de emergencia.....	62
Figura 24. Gráfica con fluctuaciones en estado estable de medición.	64
Figura 25. Fenómeno de impulse de voltaje en la señal del ADC.....	65
Figura 26. Gráfica de comparación con perturbación de caída, altura de 25cm.....	66
Figura 27. Gráfica de comparación con perturbación de caída, altura de 5cm.....	66
Figura 28. Prueba histéresis con peso en estado estable.....	69
Figura 29. Estructura de desglosamiento de trabajo.	77

Nomenclatura

Q_n	Contenido nominal
T_o	Tolerancia
V	Velocidad tangencial de la banda
L	Longitud de la banda
N_p	Número de paquetes en simultaneo sobre la banda
P_{pm}	Paquetes por minuto
F_t	Fuerza tangencial ejercida sobre los rodillos
μ_r	Coefficiente de fricción dinámica del rodillo
g	Fuerza gravitacional
m	Masa de los paquetes
m_b	Masa de la banda
m_r	Masa de los rodillos
P_a	Potencia mecánica en el rodillo motriz
n	Eficiencia mecánica del motor
P_m	Potencia mecánica del motor
δ	Densidad de la banda
V	Volumen de la banda
W	Velocidad angular del rodillo
r_r	Radio del rodillo
T	Torque del rodillo
f_s	Factor de seguridad
σ_a	Esfuerzo axial alternante
τ_a	Esfuerzo cortante alternante
k_t	Concentrador de esfuerzos por flexión
k_{ts}	Concentrador de esfuerzos por torsión
S_e	Límite de esfuerzo a la fatiga
L_r	Longitud total del rodillo motriz

dr	Diámetro de rodillo motriz
ka	Factor de modificación de la condición superficial
kb	Factor de modificación del tamaño
kc	Factor de modificación de la carga
kd	Factor de modificación de la temperatura
ke	Factor de la confiabilidad
kf	Factor de modificación de efectos varios
Se'	Límite de resistencia a la fatiga en viga giratoria
q	Sensibilidad de la muesca
kt	Concentrador de esfuerzos por flexión
Le	Longitud del eje
de	Diámetro del eje
σ	Esfuerzo axial
τ	Esfuerzo cortante
Sy	Límite de esfuerzo a la fluencia
Ftot	Fuerza total ejercida sobre las celdas de carga
Mcel	Momento ejercido sobre la celda de carga
Lcel	Longitud de la celda de carga desde el apoyo hasta donde se ejerce la fuerza
M	Momento
c	Eje centroidal
I	Momento de inercia
mmot	Masa del motor
mcil	Masa del cilindro neumático
mest	Masa de la estructura superior
mchu	Masa de las chumaceras

INTRODUCCIÓN

Ante el actual fortalecimiento de la industria 4.0, la automatización de procesos ineficientes se ha convertido en la principal preocupación de la industria colombiana. Procesos como el control de calidad de un producto se hacen cada día más importantes; específicamente, en la industria alimentaria, el control de peso de los productos tiene estrictas regulaciones. Debido a esto todos los productos deben cumplir con las tolerancias impuestas por ley y para dar cumplimiento con las regulaciones se implementan sistemas que permiten comprobar el peso de cada producto.

Las bandas transportadoras con pesaje dinámico son precisamente diseñadas con el fin de verificar el peso de la producción para que se encuentren en las tolerancias establecidas, para ello, se realizó el diseño y construcción de un prototipo de banda transportadora con pesaje dinámico, basado en diseños comunes usados en la industria encontrando los más efectivos y ajustándolos para cumplir con la necesidad propuesta.

En este documento se presenta desde un punto de vista ingenieril el diseño de un prototipo de banda transportadora con integración de sistemas de pesaje dinámico y rechazo de presentaciones, para lo cual se abarcan varias ramas de la ingeniería mecatrónica, entre ellas el diseño de dispositivos mecatrónicos.

CAPÍTULO 1. ANTEPROYECTO

1. Antecedentes

Para la industria alimentaria fue de gran ayuda implementar las bandas transportadoras dado que hizo los procesos más eficientes reduciendo costos y tiempo. Todo lo que tenga contacto con alimentos debe ser higiénico y sin corrosión en ninguno de los materiales y esto hizo que se establecieran las normativas necesarias para que las compañías alimentarias generaran un producto de calidad.

Las bandas utilizadas para el transporte de material han ido cambiando con respecto a su funcionalidad a lo largo de los años; Brien (2010) usó una estructura de rodillos salientes, es decir, módulos con rodillos internos unidos entre sí para formar la banda, lo que ayudó al desplazamiento de carga de gran masa. Sin embargo, una de las limitaciones de ésta fue que también el peso de la banda aumentó demasiado con respecto a una banda de caucho como la utilizada por Holland, Holland, Nathan, Nguyen & Parrish (2011), la cual es una banda creada con polímeros para que tenga mayor tenacidad y menor peso.

Actualmente se han ido implementando en las diferentes industrias el pesaje en movimiento lo cual es adecuado a la hora de lograr un proceso de calidad o, si es necesario, saber cuántos o qué peso tiene lo que va en la banda transportadora.

Teniendo en cuenta que el proceso de pesaje de presentaciones se ejecuta mientras está en la banda transportadora, es necesario que la banda realice un pesaje dinámico lo que según Cabrera (SF) es utilizado para la verificación y control de un proceso con el fin de tomar decisiones importantes durante el mismo. Este primer proceso de pesaje será de suma importancia dado que de esto depende si la presentación está o no dentro de las tolerancias planteadas y así poder rechazar la presentación para su revisión.

En cuanto pesaje dinámico en banda transportadora la información de la industria no es tan común como se cree, dado que es mayormente usado en carreteras para la toma de datos de vehículos, pero existen algunos prototipos que se han venido desarrollando desde unas décadas atrás, por ejemplo Hyer & Tolles (2012) utilizó una balanza en la mitad de la banda justo debajo de un rodillo lo cual indica que toma el peso de sólo una parte de lo que se encuentre en la banda, y puede que esta limitación afecte la medición dependiendo de para que se vaya a usar. Una de las soluciones para esta limitación fue la planteada por Jinghao (2015) el cuál usa cuatro sensores de pesaje y circuitos para el procesamiento de la señal lo cual entrega una medición de alta precisión al combinar los sensores con los circuitos de procesamiento.

Otra forma de medición en banda es la implementación de celdas de carga, que en la patente del autor Fourney (2011) son usadas a lo largo de la banda, midiendo así el peso de todo material que se encuentre en esta. Dado que las bandas transportadoras están en constante movimiento y recibiendo material, se producen vibraciones y errores en la medición. Para minimizar esto, Larraín, Achondo, Moreno & Robles (2014) implementaron un controlador eléctrico que trabaja

en conjunto con el sistema de amplificación de pesaje para así anular dichas vibraciones a la hora de hacer la medición. Igualmente, la implementación depende de su finalidad; Acosta (2003) propuso un pesaje electrónico con un algoritmo para el cálculo de la cantidad de material que pasa por la banda en un tiempo determinado y Pineda (2015) utilizó el software LabVIEW y PIC para la implementación y control de calidad en la industria alimentaria.

Existe también en la industria otro método de pesaje, que utiliza un sistema de rodillos pesadores; estos tienen la misma funcionalidad de un sensor o balanza, con beneficios como el espacio porque no es necesario otro instrumento de medición, sino que está incluido en el sistema de la banda transportadora.

Otra parte importante es el control de velocidad de la banda, esta puede hacerse por medio de la implementación de un controlador al motor o un variador de velocidad. Estos dos métodos pueden llegar a tener la misma funcionalidad, pero no la misma implementación ya que el primero se hace por medio de una tarjeta de adquisición de datos electrónica y, dependiendo de su diseño, podría variar la velocidad además de rechazar perturbaciones que se incluyan al diseño del sistema, mientras que el segundo que es el variador de velocidad, es implementado por un circuito electrónico que varía únicamente la frecuencia entrante al motor y por lo tanto su velocidad.

1.2. Planteamiento del problema

Es preciso afirmar que: como el proceso de empaque es llevado a cabo por medio de una máquina industrial controlada, no debería existir error alguno de pesaje, sin embargo, esta es una

situación ideal, por lo tanto, los fallos o deficiencias pueden variar a causa de un error de la máquina, falta de mantenimiento, o por la humedad en el producto, lo que ocasiona un mayor peso en la presentación.

En la industria alimentaria se maneja la normativa expedida por el ministerio de Comercio, Industria y Turismo (Resolución 16379 del 2003), la cual reglamenta las tolerancias para las presentaciones indicando que toda presentación empacada debe estar dentro de los límites establecidos.

Teniendo en cuenta lo anterior, las presentaciones de grano que no estén dentro de lo exigido por la ley podrían traer consecuencias judiciales, tales como una demanda, penalización o multa al momento de llegar a ser inspeccionado el producto o, si llegara al mercado una de estas presentaciones defectuosas y el consumidor encuentra esta falla, perdía la confianza en el producto.

1.3. Justificación y pregunta de Investigación

¿Cómo el diseño y construcción de un prototipo de banda transportadora con sistema de pesaje dinámico ayuda al proceso de verificación de contenido de las presentaciones de grano?

Automatizando el proceso de control de peso en presentaciones de grano se eliminan fallos de pesaje, velocidad y producción, que resultan en un gasto monetario y energético para la empresa ya que aumenta el tiempo del proceso. Estos fallos radican directamente en el operario, ya que en el proceso algunos olvidan u omiten hacer el pesaje de verificación para cada presentación. Por

otro lado, la velocidad de pesaje no es constante por razones físicas y por consiguiente la producción es variable. Lo que se busca con la automatización de este proceso es que las empresas que manejen producción de alimentos se mantengan a la vanguardia de la industria alimentaria.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo General

Construir un prototipo de banda transportadora con sistema de pesaje dinámico para simular condiciones de verificación de peso en empaques de grano

1.4.2. Objetivos Específicos

Identificar los parámetros mecánicos y eléctricos para el diseño del prototipo a construir.

Seleccionar sistema de pesaje dinámico para prototipo.

Implementar un sistema de rechazo de acuerdo a condiciones de funcionamiento.

Implementar sistema para crear perturbaciones en que se simulen condiciones reales de operación de la banda.

1.5. Alcances y Limitaciones

La banda tendrá una estructura de 1m x 0.5m y una altura de 0.4m.

Se requiere tener un alcance de 15 paquetes por minuto, teniendo 2 paquetes sobre la banda transportándose simultáneamente, lo que traduce una velocidad tangencial de 0.125m/s, con lo anterior se empleará un motor previamente adquirido, ya que cumple con los parámetros de velocidad, este motor al ser de bajas revoluciones evita el ingreso de vibraciones mecánicas a la medición.

El sistema de pesaje debe cumplir con una tolerancia superior e inferior de 20 gramos, esta limitación es dada por la Resolución 16379 de 2003 del Ministerio de Comercio, Industria y Turismo de la cual se profundizará en la Tabla 1.

Como perturbaciones que el sistema estará en capacidad de contrarrestar, se tienen: 1) paquetes que caen sobre la banda a una determinada altura no afectarán las mediciones de pesaje. 2) Variaciones dentro de un rango específico de tensión en la banda.

1.6. Marco Conceptual

1.6.1. Banda transportadora

Las bandas transportadoras son máquinas usadas para el transporte de carga de todo tipo, ya sea minería, alimentos, o para cualquier elemento en la industria y dependiendo de su finalidad varía su tamaño, capacidad de carga y velocidad. Las bandas transportadoras tienen tres componentes básicos, los cuales son la banda o cinta, la transmisión que da movimiento y la estructura.

La banda es donde están soportados los elementos a ser transportados, esta puede tener una composición muy variable, donde se pueden ver bandas modulares plásticas, en poliéster, PVC, poliamida,

acetal, tela engomada o simplemente no tener banda, en muchos casos solo se encuentran los rodillos por toda la mesa de trabajo sin necesidad de banda para realizar transporte de algún elemento, esta variación se puede observar en la Figura 1. En su función va su variación, dependiendo de la resistencia a aceites, grasa, químicos, tensión, deslizamiento, entre otras.



Figura 1. Tipos de banda.

La transmisión está dividida en dos partes; los rodillos y el motor. Los rodillos en la banda funcionan como poleas debido a la fricción y tensión entre los rodillos y la cinta; existen también varios tipos de rodillos como el rodillo motriz que en pocas palabras genera el movimiento de la banda, el rodillo de reenvío que provoca el retorno de la cinta o el rodillo de desvío que dirige la cinta hacia el rodillo de tensión que se encarga de mantener la tensión en la misma. El motor por su parte efectúa el movimiento de la banda y va conectado al rodillo motriz ya sea por medio de poleas de transmisión, de un acople flexible o insertado en el mismo rodillo en casos muy específicos como el que se encuentra en la Figura 2.



Figura 2. Rodillos Interroll Poly-vee

Las estructuras son básicamente bastidores donde se monta y se desplaza la banda, estos son generalmente de acero inoxidable, aluminio, acero pintado, entre otros. Dependiendo de su forma varía la eficiencia y potencia del motor, dado que si está inclinado necesitará mayor potencia para lograr el movimiento, de lo que se encuentre en la banda, otro caso es por distancia, si no se quiere hacer un gasto mayor en dos motores, es posible con un motor de mayor potencia generar el movimiento de la banda.

1.6.2. Celdas de carga

Según Acomee (2018) las celdas de carga son estructuras diseñadas para medir valores de fuerza. Estas soportan cargas axiales, de tensión o compresión, que deforman una o varias galgas extensiométricas y con ello poder medir el valor de la fuerza por medio de un voltaje.

Las celdas de carga se diferencian por su diseño estructural, por el tipo de fuerza aplicada (axial o cortante) y por el rango de pesos que maneja. A continuación, se presentarán algunos tipos de celdas de carga.



Figura 3. Tipos de celdas de carga.

Algunos tipos de celdas de carga según su uso, de izquierda a derecha en la Figura 3: Celda de carga de punto solo para cargas axiales idealmente en la dirección de la flecha, celda de carga de botón para cargas axiales de compresión, celda de carga tipo S para cargas de tensión y de compresión. Acomee (2018).

1.6.3. Pesaje dinámico

El pesaje dinámico consiste en medir el peso que atraviesa una sección determinada de la banda. Este se realiza mediante las celdas de cargas o con una banda autónoma usada exclusivamente para el pesaje, además de ello puede tener en cuenta características como el caudal, cantidad total del material, velocidad de suministro, entre otros.

Las máquinas más utilizadas comercialmente para pesaje dinámico en bandas transportadoras son las básculas de cinta Milltronics modulares de Siemens.

1.6.4. Matriz PESTAL

Esta matriz PESTAL ayuda a realizar un análisis del proyecto en seis importantes que se deben tener en cuenta al momento de desarrollar un proyecto. Los factores están dados por sus siglas: Político, Económico,

Social, Tecnológico, Ambiental y Legal. En la Tabla 1 se puede observar el detalle por cada factor. Se tiene en cuenta en el caso del factor legal las resoluciones que se deben cumplir al momento de construir la máquina para uso industrial y no como un prototipo.

Tabla 1. Matriz PESTAL

ANÁLISIS PESTAL	
Político	<p>Cumplir con las tolerancias establecidas por el ministerio de industria y comercio y por la misma empresa, estas tolerancias se regulan por medio de la resolución 16379 de 2003 del ministerio de comercio, industria y turismo la cual reglamenta el control metrológico del contenido de producto en preempacados donde en el capítulo cuarto numeral 4.2 explica que el preempacado no conforme es cuando la presentación tiene un error individual por debajo del contenido nominal. Para que se configure lo anterior se debe cumplir la ecuación 1.</p> $\text{Error } T1: \text{ Contenido real} < Qn - To \quad (1)$ <p>Según esta resolución al cumplir con el error T1 el producto se podría considerar como preempacado engañoso y así traer consecuencias legales.</p>

Económico	<p>El cambio del dólar afecta directamente al costo de manufactura ya que está sujeta a proveedores los cuales manejan este tipo de divisa, con lo que genera una elevación del costo del producto final.</p> <p>Al ser un proceso automatizado puede incrementarse la velocidad de producción lo cual podría generar beneficios económicos.</p>
Social	<p>La introducción de la máquina en una línea de producción supone un avance hacia la meta de desarrollar la industria 4.0 en el aspecto de automatización.</p> <p>La implementación de este proyecto en una empresa podría en un principio dar a pensar que reemplazará el trabajo de los operarios dejándolos sin trabajo, pero no es así, esta es una oportunidad de incluir técnicos en la planta de producción, esto será necesario para realizar el mantenimiento y revisar el correcto funcionamiento de la máquina.</p>
Tecnológico	<p>Incremento tecnológico al reemplazar un proceso que lo realizaba anteriormente un operario.</p>
Ambiental	<p>Este proyecto se rige bajo la norma ISO 14000, esta normal habla de la gestión ambiental dirigida al uso adecuado de los recursos. Cumpliendo con la política ambiental de la misma, incluyendo la prevención de</p>

	<p>contaminación, teniendo en cuenta la magnitud e impactos ambientales en los materiales seleccionados para la manufactura de la máquina. Ver Tabla 6.</p> <p>Esta máquina cumple con resoluciones de salubridad y de control metrológico en los empaques.</p>
Legal	<ul style="list-style-type: none"> • Resolución 4142 de 2012 del ministerio de salud y protección social. • Resolución 16379 de 2003 del Ministerio de Comercio, Industria y Turismo.

1.7. Metodología

El enfoque de este proyecto de grado es empírico – analítico, debido a que está basado en la verificación experimental de los modelos matemáticos y simulaciones realizadas en el desarrollo del proyecto. Esta retroalimentación experimental permite una solución más confiable y práctica.

Para el cumplimiento de cada uno de los objetivos propuestos en este proyecto se utilizaron dos metodologías, la primera metodología fue QFD (Quality Function Deployment) en el primer objetivo específico, la cual es usada en la ingeniería de calidad para crear productos que se adapten a las necesidades de los usuarios o consumidores, la QFD aporta una visión objetiva de qué es lo que buscan los usuarios en un producto, cuales debe tener y una priorización de qué características son las más importantes a añadir y cuáles no.

Esta metodología es precisa a la hora de realizar una identificación de parámetros mecánicos y eléctricos previa al diseño, dado que se tienen en cuenta los requerimientos asignados por el cliente, que en este caso deben cumplir con la resolución del planteamiento del problema y les son asignados unos valores de importancia de 1 a 10, siendo 1 el de menor importancia 10 el de mayor importancia. Los requerimientos asignados son los siguientes (importancia asignada): peso liviano (5), coste bajo (10), bajo consumo energético (eléctrico) (4), velocidad de operación (6), rechazo de perturbaciones (6), buena resolución de pesaje (10), adquisición de datos (7) e interacción con el operario (8). Siguiendo con la metodología QFD se obtuvo la matriz que se encuentra en la Tabla 4, allí se puede observar que los parámetros técnicos más importantes dentro de este diseño son tres: el bajo costo, el tiempo de medición de las presentaciones y la velocidad de operación de la banda transportadora. Por lo tanto, en el diseño del prototipo se debe tener especial atención en estos tres puntos sin dejar de lado el cumplimiento de los demás aspectos técnicos mencionados en el QFD.

Para el desarrollo de los siguientes objetivos específicos se usó la segunda metodología: EDT (Estructura de Desglosamiento de Trabajo) en la cual como lo dice su nombre se desglosan las actividades, entregables y responsabilidades con el fin de establecer un cronograma y presupuesto para estos mismos. En la Figura 29, se muestra la estructura EDT para el segundo, tercero y cuarto objetivo específico.

Esta metodología, permite determinar las actividades para el cumplimiento de los tres objetivos específicos planteados. Para la selección del sistema de pesaje dinámico se empieza con una búsqueda y creación del estado del arte, encontrando sistemas ya existentes, pasando a la comparación de estos sistemas encontrados se hace una pre selección de los sistemas más adecuados, se evalúan los beneficios y por último se selecciona el sistema adecuado para el proyecto; para la selección e implementación del sistema de rechazo, se plantean las mismas actividades en la selección, posteriormente se realizan ajustes previos al

diseño (tanto mecánico como eléctrico) del sistema, se realiza el diseño mecánico y eléctrico, se pasa a la compra de los materiales. Después de tener todos los materiales, se procede a la construcción y por último se realizan las pruebas.

Para la selección de perturbaciones a rechazar existen dos tipos que tienen las mismas actividades, perturbaciones en la banda y perturbaciones por la caída del paquete sobre la banda, se identifican las perturbaciones para cada tipo y después de ser identificadas se analizan, evalúan y seleccionan las perturbaciones a rechazar. La implementación del sistema para crear perturbaciones se hará después del análisis y selección de las perturbaciones, empezando por el diseño, se hace una adaptación del sistema de perturbaciones a los demás sistemas del proyecto y por último se realizan pruebas.

CAPÍTULO 2. DESARROLLO DE INGENIERÍA

Para el diseño mecánico de la banda transportadora y sus partes, se eligieron ciertos requerimientos de diseño, estos requerimientos se tuvieron en cuenta tanto al momento de su diseño como de su construcción, los requerimientos son los siguientes:

- Materiales livianos.
- Materiales económicos que no excedan el presupuesto.
- La menor cantidad de piezas posibles.
- Fácil ensamble de componentes.

Teniendo en cuenta los anteriores requerimientos se procede al diseño mecánico.

2.1. Cálculo de velocidad de la banda

Para realizar el análisis mecánico del prototipo se realizó el cálculo de las fuerzas que actúan sobre la banda transportadora y sus componentes. Se optó por iniciar el análisis con los requerimientos técnicos para el funcionamiento del prototipo como lo son la velocidad de la banda y con ello el número de paquetes por minuto. Teniendo en cuenta lo anterior se puede realizar el cálculo de la velocidad sabiendo que la longitud de la banda es de un metro y que la velocidad de producción debe cumplir los 50 paquetes por minuto.

$$V = \frac{L}{\frac{Np}{Ppm} \cdot 60} \quad (2)$$

La solución de la ecuación 1 anterior es:

$$V = \frac{1m}{\frac{2}{15} \cdot 60s} = 0.125 \text{ m / s}$$

Con lo anterior se sabe que en la banda transportadora debe haber 2 paquetes en simultáneo a una velocidad de 0.125 [m/seg] para cumplir la velocidad de producción propuesta.

2.2. *Cálculo de potencia del motor*

Según Forbo. Movement Systems (SF), el procedimiento para el cálculo del motor requerido se encuentra desde la ecuación 3 a la ecuación 5

$$F_t = \mu_r \cdot g \cdot (m + m_b + m_r) \quad (3)$$



Figura 4. Diagrama de cuerpo libre sobre rodillo.

Esta fuerza tangencial es efectuada sobre los rodillos de la banda transportadora de la forma en la que se aprecia en la Figura 4.

$$P_a = \frac{Ft \cdot V}{1000} \quad (4)$$

$$P_m = \frac{P_a}{n} \quad (5)$$

Para encontrar la potencia del motor es necesario estimar el peso de los rodillos ya que es el único valor que no se sabe antes de su fabricación, el valor del peso de la banda se puede calcular sabiendo su volumen y su densidad. Esto se realiza con fines prácticos para poder realizar los diseños posteriores.

$$m_b = \delta \cdot \forall \quad (6)$$

Al reemplazar los valores de la ecuación 4 se obtuvo,

$$m_b = 1230 \text{ kg} / \text{m}^3 \cdot (2.2\text{m} * 0.25\text{m} * 0.002\text{m})$$

$$m_b = 1.3530 \text{ Kg}$$

Con el valor de la masa de la banda y asumiendo un valor de medio kilogramo por rodillo conducido se realiza el cálculo de la potencia del motor requerida (ecuaciones de la 3 a la 5).

$$Ft = 1 \cdot 9.81m/s^2 \cdot ((2 \cdot 0.5kg) + 1.353kg + (4 \cdot 0.5kg)) = 42.7029N$$

$$Pa = \frac{42.702N \cdot 0.125m/s}{1000} = 0.0053378kW$$

$$Pm = \frac{0.0053378kW}{0.8} = 6.6723W$$

Lo anterior, da cuenta a que para lograr mover la banda junto con los paquetes sobre ella se necesita un motor de 6.6723W.

2.3. Factores de seguridad

Los elementos de la banda transportadora que necesitaron de diseño mecánico fueron seleccionados con diámetros comerciales dado que para este proyecto no deben soportar altas cargas y en lugar de un diseño mecánico, se calculó el factor de seguridad da cada uno de estos, encontrando así cuántas veces puede soportar la carga en condiciones de operación normal. El cálculo de factor de seguridad para cargas alternantes de fatiga se realizó por el método de esfuerzo vida de la ecuación general de ASME (Budynas, R. y Nisbett, J., 2012).

2.3.1. Factor de seguridad en rodillos

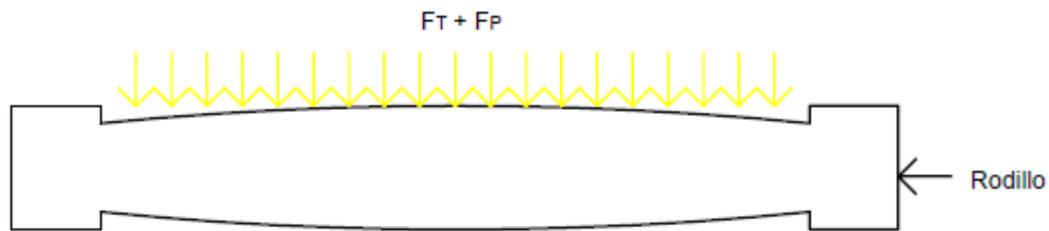


Figura 5. Diagrama de cuerpo libre de un rodillo.

Para el diseño mecánico de los rodillos se tuvo en cuenta que el conductor soporta una mayor carga a la torsión que los rodillos conducidos, por este motivo es necesario realizar dos cálculos independientes.

Por condiciones de diseño, los rodillos fueron fabricados en un material resistente, económico y con mayor factor de fricción cuando se encuentra en contacto con la banda transportadora. A su vez, la condición de forma en los rodillos es convexa (ver Figura 5), esto es debido a que dicha forma ayuda a que la banda se mantenga su posición, es decir, que cuando este bajo funcionamiento no intente inclinarse hacia algún costado afectando el funcionamiento de todo el prototipo.

El material de fabricación de los rodillos es Poliamida 6 también llamado Nylon 6, este material fue seleccionado gracias a sus ventajas, como su buena resistencia a la fatiga, fácil

mecanización, resistencia al desgaste, entre otras; este polímero de ingeniería es muy utilizado en la industria para hacer engranajes, tornillos, poleas, cojinetes, rectificadoras de levas, etc.

Como las fuerzas soportadas por los rodillos son mínimas se puede calcular el factor de seguridad para un diámetro comercial de 30 milímetros, calculando las condiciones de torque y velocidad angular para el rodillo conductor.

Por medio de la ecuación 7 se calcula la velocidad angular promedio a la que trabaja el rodillo conductor.

$$w = \frac{V}{r_r} \quad (7)$$

$$w = \frac{0.125m / s}{0.015m}$$

$$w = 8.333rad / s$$

El cálculo del torque se realiza por medio de la ecuación 8.

$$T = \frac{Pm}{w} \quad (8)$$

$$T = \frac{6.6723W}{8.3333rad / s}$$

$$T = 0.8007 Nm$$

Ahora bien, se puede realizar el cálculo del factor de seguridad obtenido para las cargas aplicadas, despejando la ecuación 9.

$$\left(\frac{1}{fs}\right)^2 = \left(\frac{\sigma a \cdot kt}{Se}\right)^2 + \left(\frac{\sqrt{3} \cdot \tau a \cdot kts}{Se}\right)^2 \quad (9)$$

Al despejar el factor de seguridad de la ecuación 9 se obtuvo la ecuación 10.

$$fs = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma a \cdot kt}{Se}\right)^2 + \left(\frac{\sqrt{3} \cdot \tau a \cdot kts}{Se}\right)^2}} \quad (10)$$

Se sabe que el esfuerzo axial alternante y el esfuerzo cortante alternante son la ecuación 11 y 12 respectivamente,

$$\sigma a = \frac{8 \cdot (Ft \cdot (\frac{Lr}{2}))}{\pi \cdot dr^3} \quad (11)$$

$$\tau_a = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d r^3} \quad (12)$$

Para efectos del cálculo del límite para la fatiga se utilizan los factores de Marin que modifican el límite de resistencia a la fatiga, estos factores cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos; la ecuación de Marin es la siguiente:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_e' \quad (13)$$

A continuación, se muestran las ecuaciones de los factores k_a y k_b :

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (14)$$

Los valores a y b son sacados de la tabla 6-2 tomada de Nisbett, J., Budynas, R. “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” Ed. 8. Pag 280.

Teniendo en cuenta que el rodillo estará sometido a torsión y flexión y que el diámetro del mismo se encuentra entre 2,79 y 51mm, se utiliza la siguiente ecuación para k_b :

$$k_b = 1.24 \cdot d r^{-0.107} \quad (15)$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones 14 y 16 se obtienen los siguientes resultados:

$$ka = 4.51 \text{MPa} \cdot 24 \text{MPa}^{-0.265}$$

$$ka = 1.94$$

$$kb = 1.24 \cdot 0.03^{-0.107}$$

$$kb = 0.8617$$

Para el factor de modificación de la carga, se analiza la carga a la cual está sometido el rodillo, la cual es una flexión rotativa, lo que indica que según (Budynas, R. y Nisbett, J., 2012) k_c es igual a 1. El factor de modificación por temperatura k_d , se obtiene por medio de la tabla 6-4 tomada de Nisbett, J., Budynas, R. “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” Ed. 8. Pag 282; y que según esta tabla con una temperatura de operación de 20°C el k_d es igual a 1. De igual manera, el factor de confiabilidad depende de la tabla 6-5 tomada de Nisbett, J., Budynas, R. “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” Ed. 8. Pag 285, según esta misma, para una confiabilidad de 99% de confiabilidad el k_e es igual a 0.814. Para conocer el factor de efectos varios k_f , es necesaria una ecuación y es la siguiente:

$$k_f = 1 + q \cdot (k_t - 1) \quad (16)$$

Los valores de q (sensibilidad de la muesca) y k_f (valor de concentrador de esfuerzos por flexión) son obtenidos respectivamente de la tabla 6-20 y la figura A-15-9, teniendo en cuenta el radio de la muesca, esta tabla y figura fueron tomadas de Nisbett, J., Budynas, R. “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” Ed. 8. Pag 287 y Pag 1008. Obteniendo los siguientes valores:

$$k_f = 1 + 0 \cdot (1.6 - 1) \quad (17)$$

$$k_f = 1$$

Sabiendo que Se' es la mitad del esfuerzo ultimo a la tensión, es decir,

$$Se' = 0.5 \cdot Sut \quad (18)$$

Reemplazando los valores de los factores obtenemos el límite para la fatiga.

$$Se = 1.94 \cdot 0.8617 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.814 \cdot 1 \cdot 12MPa$$

Los valores de concentración de esfuerzos por flexión y concentración de esfuerzos por torsión son obtenidos respectivamente por las figuras A-15-8 y A-15-9 tomada de Nisbett, J., Budynas, R. "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley" Ed. 8. Pag 1008., estos tienen un valor de $kt = 1.4$ y $kts = 1.2$.

Reemplazando el resultado de las ecuaciones 11 ,12 y 13 en la ecuación 10 obtenemos lo siguiente,

$$fs = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{40.2KPa \cdot 1.4}{16.35MPa}\right)^2 + \left(\frac{3 \cdot 37.75KPa \cdot 1.2}{16.35MPa}\right)^2}}$$

$$fs = 19.09$$

Lo anterior quiere decir que, con el diámetro escogido para el rodillo motorizado (30mm) éste puede llegar a soportar 19.09 veces la carga que tiene en el momento.

Para el cálculo del factor de seguridad del diámetro de los rodillos no motrices se utilizan las mismas ecuaciones de desde la 9 hasta la 18, el único cambio que existe para este cálculo es que estos rodillos no tienen torque, es decir, que al reemplazar los valores en la ecuación 9 se obtiene lo siguiente:

$$fs = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{40.2KPa \cdot 1.4}{16.35MPa}\right)^2 + \left(\frac{0 \cdot 1.2}{16.35MPa}\right)^2}}$$

$$fs = 19.3349$$

Lo que quiere decir que con el diámetro escogido para estos rodillos no motrices (30mm), este puede llegar a soportar 19.3349 veces la carga que soporta actualmente.

2.3.2. Factor de seguridad en ejes

En esta sección se realizan los cálculos respectivos para encontrar el factor de seguridad de los ejes de los rodillos. Se tienen en cuenta dos tipos de ejes: eje con acople para motor en rodillo conductor y eje en los rodillos conducidos. Estos rodillos son fabricados a partir de acero 1020 por cuestiones de funcionalidad, resistencia y economía.

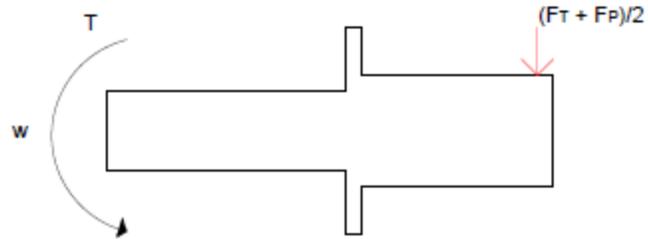


Figura 6. Diagrama de cuerpo libre de eje con acople para motor.

El cálculo del factor de seguridad en el eje para rodillo motriz utiliza la ecuación 7 y 8 para conocer la velocidad angular y el torque del mismo, los resultados de estas son los siguientes:

$$w = \frac{0.125m / s}{0.0065m}$$

$$w = 19.2308rad / s$$

$$T = \frac{6.6723W}{19.2308rad / s}$$

$$T = 0.3470Nm$$

Las ecuaciones para el cálculo del esfuerzo axial alternante de los ejes cambian con respecto a la ecuación 9, debido a que, en este caso, al ser un acople en una de las puntas del rodillo soporta la mitad de la fuerza tangencial.

$$\sigma_a = \frac{8 \cdot \left(\frac{F_t}{2} \cdot L_e \right)}{\pi \cdot d_e^3} \quad (19)$$

Encontrando así los valores de esfuerzo axial alternante y esfuerzo cortante alternante,

$$\sigma_a = \frac{8 \cdot \left(\frac{42.702N}{2} \cdot 60mm \right)}{\pi \cdot (13mm)^3}$$

$$\sigma_a = 1.48MPa$$

$$\tau_a = \frac{4 \cdot 0.347Nm}{\pi \cdot (0.13mm)^3}$$

$$\tau_a = 210.8KPa$$

Para el cálculo del límite de resistencia para la fatiga, se utilizan las mismas ecuaciones para conocer los factores de Marín, ecuaciones de la 13 a la 18. Obteniendo los siguientes resultados:

$$Se = 0.9344 \cdot 0.9743 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.814 \cdot 1 \cdot 190MPa$$

$$Se = 140MPa$$

Los valores de concentración de esfuerzos por flexión y concentración de esfuerzos por torsión tomados de las tablas ya nombradas anteriormente son $k_t = 1.8$ y $k_{ts} = 1.5$. Reemplazando los valores en la ecuación 10 encontramos el valor del factor de seguridad del eje para el rodillo motriz.

$$fs = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1.48MPa \cdot 1.8}{140MPa}\right)^2 + \left(\frac{3 \cdot 210.8KPa \cdot 1.5}{140MPa}\right)^2}}$$

$$fs = 50.0079$$

Lo anterior indica que el eje del rodillo motriz soporta 50.0079 veces la carga que tiene actualmente.

Así mismo como con los rodillos, al momento de realizar el cálculo de factor de seguridad para los ejes de rodillo no motriz el único cambio con respecto al eje de rodillo motriz es que los

ejes de rodillo no motriz no tienen torque, por lo que al reemplazar en la ecuación 10 se encuentra lo siguiente:

$$fs = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1.48MPa \cdot 1.8}{140MPa}\right)^2 + \left(\frac{3 \cdot 0 \cdot 1.5}{140MPa}\right)^2}}$$

$$fs = 50.9542$$

Lo anterior indica que el eje del rodillo no motriz soporta 50.9542 veces la carga que tiene actualmente.

2.4. Factor de seguridad de la estructura

Para el diseño mecánico de la estructura se tienen en cuenta las tareas que debe cumplir la máquina en su conjunto, esto llevó a la configuración que tiene la misma. Entre lo que se tuvo en cuenta está: sistema de tensado manual, sistema de rechazo, y un sistema de pesaje dinámico.

Para empezar con el diseño de la estructura, se toma una forma rectangular para la parte superior, como se quiere que la estructura maneje una rigidez sin implicar mucho peso entonces se opta por diseñarla con perfil de aluminio estructural 6061 comercial, la selección de este material se debe en mayor parte a su facilidad de trabajo y a su bajo costo. Estos perfiles manejan una serie de accesorios que permiten hacer uniones sin necesidad de soldar o de hacer agujeros, de

estos perfiles están soportados los rodillos que le dan movimiento y soporte a la banda como se observa en la Figura 7, la distribución de los rodillos se deriva en el sistema de tensado de la banda, el cual fue seleccionado en forma de “T”, este tensado se realiza de forma manual, teniendo en cuenta que debe encontrarse un equilibrio, es decir, no debe estar muy holgado, ni muy tenso, si la banda se encuentra muy holgada los rodillos no harán suficiente contacto con la banda para hacer fricción y lograr movimiento, por otro lado, si la banda se encuentra muy tensa el motor tendrá que aplicar mayor torque lo cual no es ideal para su funcionamiento.

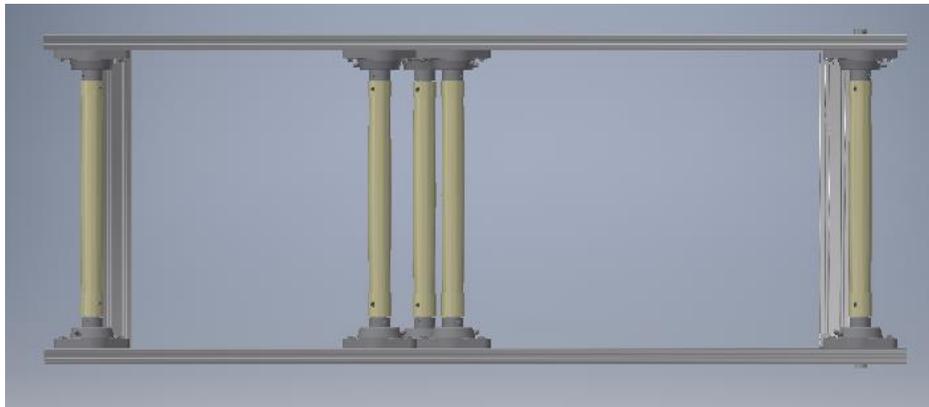


Figura 7. Vista superior estructura con rodillos.

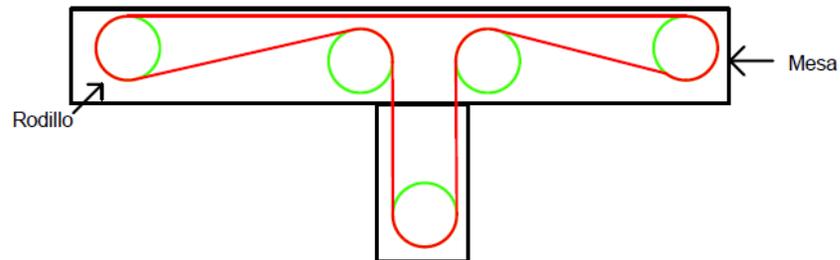


Figura 8. Vista general Sistema de tensado en "T".

El diseño estructural de los soportes de la máquina está basado en el pesaje dinámico, una vez se decide que las celdas de carga se encuentran sobre los 4 apoyos de la estructura (Figura 9), por medio de la ecuación 20, ecuación de Von Mises, (Budynas, R. y Nisbett, J., 2012), se procede a encontrar las cargas que deben soportar las mismas, para así saber que factor de seguridad tienen con respecto a las cargas.

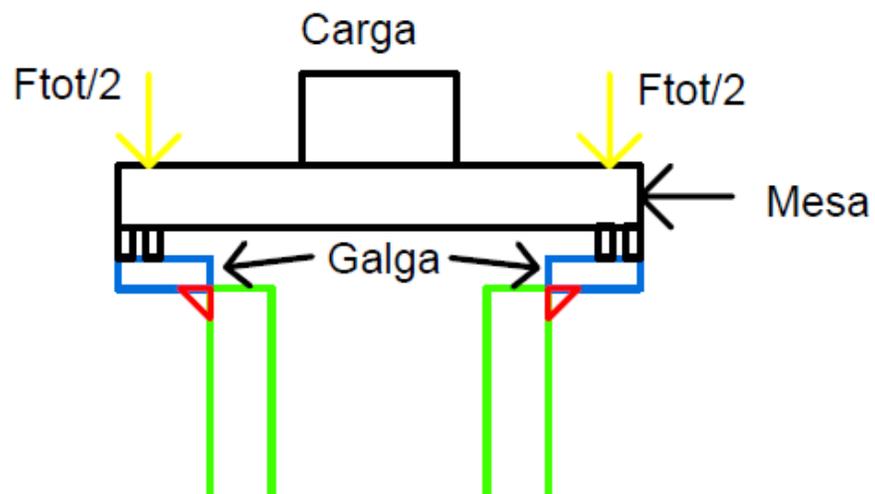


Figura 9. Representación básica de la estructura de la banda transportadora indicando componentes y direcciones de fuerzas que reciben los soportes.

$$f_s = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}} \quad (20)$$

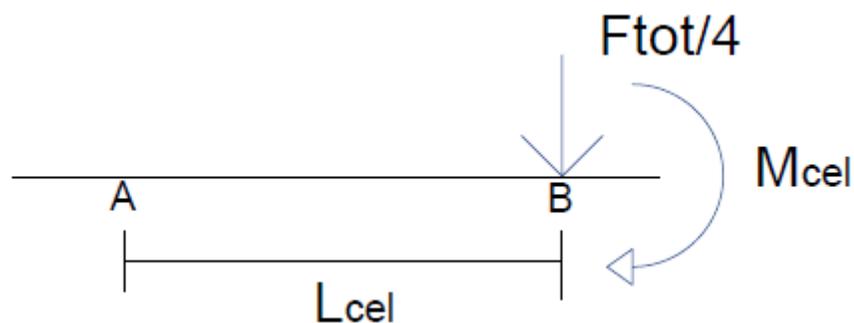


Figura 10. Diagrama de cuerpo libre, celda de carga.

En la Figura 10 se encuentra la fuerza y el momento que actúa sobre la celda de carga, de allí se encuentra que la celda se somete a flexión pura, lo que significa que la fuerza cortante es igual a cero y que no existen cargas por torsión, resultando así en la ecuación 21.

$$f_s = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma^2}} \quad (21)$$

Al saber que la celda se encuentra sometida a un esfuerzo normal se utiliza la ecuación 22, en esta ecuación se relaciona, el momento de inercia de la celda de carga, el momento al que está sometida la celda de carga y la distancia desde donde se aplica la fuerza hasta el eje centroidal.

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad (22)$$

Teniendo en cuenta que el momento al que se encuentra sometida la celda es la fuerza total que actúa sobre las cuatro celdas multiplicado por la distancia a la cual se le aplica desde su punto anclado se obtiene la ecuación 23.

$$\sigma = \frac{((F_{tot} / 4) \cdot L_{cel}) \cdot c}{I} \quad (23)$$

Antes de continuar es necesario explicar que la fuerza total que actúa sobre las celdas es la sumatoria (ecuación 24) de las masas de la estructura superior y los elementos que se encuentran sobre la misma multiplicada por la gravedad, estos elementos son: el motor con una masa de 1.2kg, el cilindro neumático con una masa de 0.15kg, estructura superior de aluminio con una masa de 0.6kg, los cinco (5) rodillos con una masa de 0.5kg cada uno, la banda con una masa de 1.353kg y las diez (10) chumaceras tienen un peso 0.47mm cada una.

$$F_{tot} = (m_{mot} + m_{cil} + m_{est} + (m_r \cdot 5) + m_b + (m_{chu} \cdot 10)) \cdot g \quad (24)$$

Reemplazando los valores masas en la ecuación 24 se obtiene lo siguiente:

$$F_{tot} = (1.2kg + 0.15kg + 0.6kg + (0.5kg \cdot 5) + 1.353kg + (0.47kg \cdot 10)) \cdot 9.81m / s^2$$

$$F_{tot} = 103.0344N$$

Ya conociendo la fuerza total aplicada a las celdas es posible conocer el momento y el esfuerzo normal aplicado sobre estas.

$$\sigma = \frac{((103.0344N / 4) \cdot 47.5mm) \cdot 6.35mm}{8.0228 \times 10^{-10} m^4}$$

$$\sigma = 9.6842MPa$$

Una vez obtenido el esfuerzo normal aplicado a una de las celdas de carga, se reemplaza en la ecuación 21, conociendo también el esfuerzo de fluencia del aluminio 6064.

$$fs = \frac{195MPa}{9.6842MPa}$$

$$fs = 20.136$$

Con lo anterior se concluye que con la distribución de las celdas de carga en los 4 apoyos de la máquina, cada una de las celdas de carga puede llegar a soportar 20.136 veces la carga que actualmente soporta.

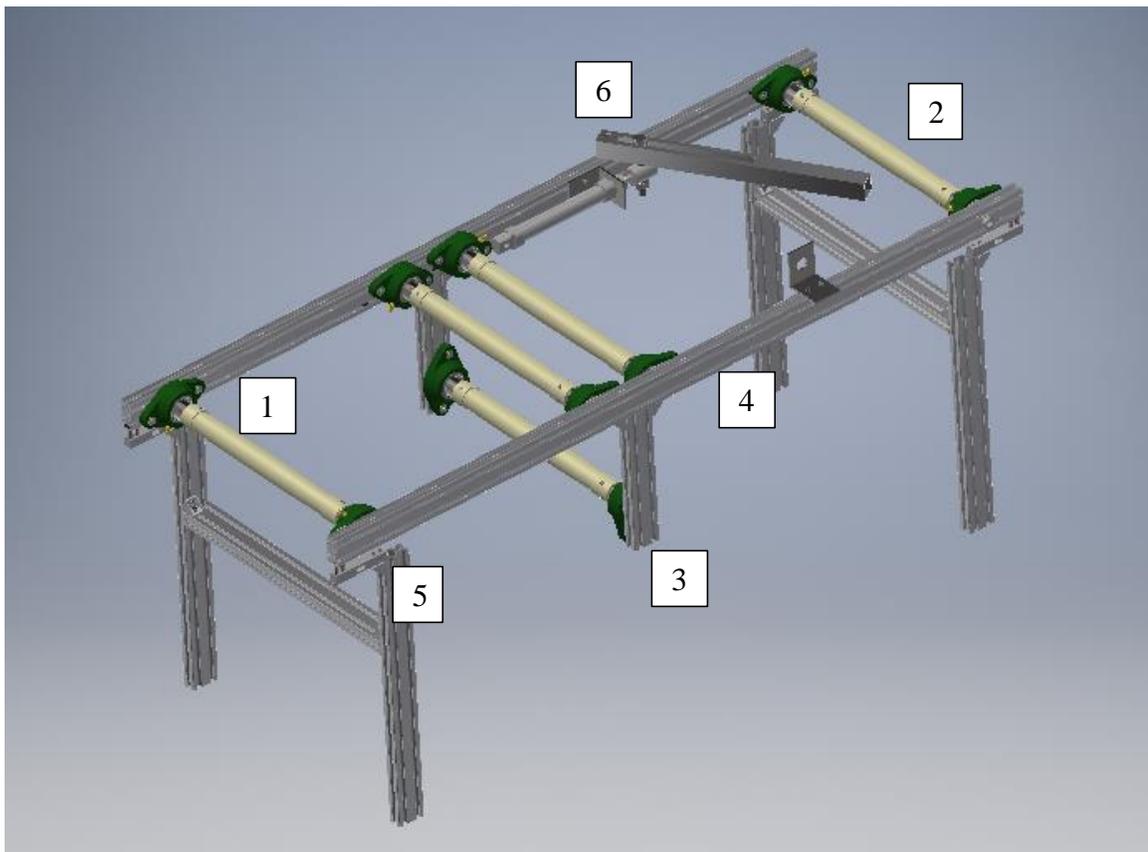


Figura 11. Estructura completa banda transportadora.

En la Figura 11, se evidencian todos los elementos ya diseñados como los rodillos conductores (1) y conducidos (2), sistema de tensado (3), estructuras laterales (4), celdas de carga (5), además del sistema de rechazo(6), el cual será explicado en el ítem 2.7.

2.5. *Diseño electrónico*

Para la adquisición de datos se seleccionó un microcontrolador dsPIC33FJ128MC802 con encapsulado SPDIP. El hardware producido por la empresa Microchip cuenta con los beneficios de ser un microcontrolador especializado en procesamiento digital de señales, contar con la posibilidad de operar a altas frecuencias e integrar todos los módulos electrónicos necesarios para la aplicación.

En los siguientes títulos se realiza una breve explicación y profundización de cada módulo usado dentro del microcontrolador.

2.5.1. Configuración inicial

Para iniciar el funcionamiento básico de cualquier microcontrolador se debe establecer la correcta programación de la frecuencia de reloj, el sentido de los puertos I/O (entrada, salida), la disposición digital o analógica y los pines remapeables (RP) – si los tiene – utilizados en los diferentes módulos que se explican más adelante.

Para empezar, se establece el valor de la frecuencia de reloj, esta depende directamente de la aplicación a desarrollar. El microcontrolador fue configurado para trabajar a una velocidad de 40 millones de acciones por segundo (MPIS) con el fin de obtener la mayor velocidad de conversión posible en el módulo ADC, por sus siglas en inglés, Analog to Digital Converter.

Seguido de configurar la frecuencia de reloj deseada se establecen las direcciones y el modo de operación de los pines. Para la aplicación se hace necesario el uso de solamente un pin analógico

de entrada (ANx) con lo cual se establecen los demás pines digitales y se utilizan ocho pines digitales multipropósito para funcionalidades específicas, ocho pines de los cuales cuatro son puertos de salida y cuatro pines de entrada.

Los pines de entrada reciben la señal de dos pulsadores, un paro de emergencia y un sensor infrarrojo de carrera. Por otro lado, los pines de salida controlan a través de circuitos específicos la alimentación del motor DC, una electroválvula 5/2 y dos pilotos de señalización.

Finalmente, la configuración de los pines remapeables se hace directamente asociados a algún módulo periférico del microcontrolador, por lo cual es necesario conocer cuáles de estos módulos serán utilizados. Adicionalmente, la disposición de estos pines depende directamente del hardware, ya que existen variaciones en sus ubicaciones físicas y en sus registros de programación.

2.5.2. Módulo UART

El módulo de Transmisor-Receptor Asíncrono Universal, UART por sus siglas en inglés, es un periférico integrado en el dispositivo dsPic33FJ128MC802 que facilita la comunicación entre controladores de bus seriales. Precisamente el dispositivo FTDI232 fabricado por la empresa Sparkfun maneja una comunicación serial tipo UART mediante el protocolo RS232 hacia un equipo de cómputo (USB), el comunicador serial usado es el referido en la Figura 12.

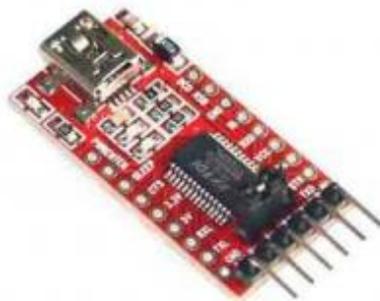


Figura 12. Comunicador serial RS232 (PIC - USB).

Configurando el módulo UART del microcontrolador se estipula una velocidad de transmisión de 3800 Mbps y un control 8N1N, lo cual significa que la transmisión maneja los siguientes parámetros: longitud de transmisión de ocho bits, sin bits de paridad, un bit de parada y sin control de flujo de hardware.

Por último, se configuran los pines remapeables necesarios para ubicar el pin transmisor TX de salida y el pin receptor RX de entrada.

2.5.3. Módulo ADC

El módulo de conversión analógico a digital (ADC) es un periférico que brinda la capacidad de convertir una señal física análoga de voltaje en un registro digital que representa dicha cantidad. La conversión implica directamente una cuantización en la lectura de la señal por lo cual siempre existe un error de representación de la señal analógica. Para mitigar el efecto de cuantización se utilizan las resoluciones más altas soportadas por el hardware, para el caso en específico se maneja una resolución de 12 bits, lo que indica que se tienen 4095 niveles digitales para representar la señal de entrada.

Para obtener una referencia de medida sobre la señal analógica de entrada, el ADC requiere un voltaje de referencia negativa (VREFL) y positiva (VREFH), voltaje que acota los niveles digitales de la resolución, es decir, si se selecciona 0V como referencia negativa y 3.3V como señal positiva, entonces el nivel digital de 4095 (12 bits de resolución) significa que el voltaje en el pin analógico es igual o superior a 3.3V.

Dentro de la configuración se deben seleccionar los parámetros mencionados anteriormente y para finalizar la configuración haría falta seleccionar el pin análogo (ANx) habilitado para realizar la conversión.

2.6. Diseño pesaje dinámico

Para la selección del sistema de pesaje dinámico se realizaron consultas sobre cuáles celdas de carga son las más utilizadas y eficientes en el mercado, esto se puede observar en el ítem 1.6.2. y 1.7. Después de las consultas se concluyó que el sistema que consta de 4 celdas de carga ubicadas en los apoyos es el que cuenta con más ventajas para el prototipo, debido a que la carga se divide en los cuatro apoyos y solo es necesario restar el peso de la parte superior de la estructura (rodillos, banda y sistema de rechazo) al momento de realizar la medición, así mismo por economía, dado que solo se necesitan 4 celdas de baja capacidad.

2.6.1. Factores clave dentro de la medición

Dentro de los principales factores que deben tenerse en cuenta están: el rango de medición, la resolución de la medición, y la precisión de la medición.

El rango de medición se selecciona a partir de la carga máxima que puede llegar a soportar la celda de carga añadiendo un factor de seguridad contra fallas, para este caso se selecciona una celda de carga que pueda soportar 5 kilogramos de peso con un factor de seguridad de 1.5, resultando en una celda de carga de 7.5 kilogramos y se selecciona una celda comercial de capacidad igual o superior.

La resolución de la medición se puede aumentar o disminuir dependiendo directamente de la resolución del módulo ADC del microcontrolador y de la amplificación de la señal de entrada, asumiendo que la señal de entrada es Vdd (voltaje máximo del microcontrolador) cuando abarca el rango máximo de medición (5 kilogramos) entonces, se puede afirmar que la resolución de la medición en un ADC de 12 bits (4095 niveles) es de 1.22 gramos/nivel.

Por último, la precisión de la medición radica en diversos factores que afectan todo el proceso de lectura de la señal análoga, desde la salida de la señal hasta la llegada al ADC, algunos de estos factores son: fuentes eléctricas de ruido, la resolución del ADC, las condiciones físicas de los circuitos y la precisión misma de la celda de carga la cual es del 0.1%.

2.6.2. Sensibilidad en la medición

Las celdas de carga son sensores análogos muy sensibles, su respuesta de voltaje se encuentra en el orden de 1mV/V, además, se añaden grados de variación por efectos como la temperatura, la repetitividad, la histéresis, entre otros. Por lo cual, es recomendable hacer uso de las celdas de carga en ambientes controlados.

Por otro lado, el amplificador operacional de instrumentación tiene una ganancia considerablemente alta para alcanzar rangos acotados de lectura por el ADC mencionados en el numeral anterior, esto resulta en una amplificación de ruido y posterior lectura en la medición. Como lo anterior no es deseable para el cálculo del peso, se procede a implementar dos filtros físicos activos pasa bajos de segundo orden con topología Sallen Key (Huddleston, C.,2006) y un filtro digital IIR (Infinite Impulse Response) de respuesta Butterworth para rectificar la señal de entrada y obtener una resolución de medición más certera. Se debe tener en cuenta que la implementación de los filtros mencionados disminuye la velocidad de medición.

Para implementar el filtro digital se utilizó el módulo timer, este proporciona un tiempo real de reloj a través de un registro de 16 bits de longitud y es solicitado para la generación de una interrupción cíclica en un tiempo de diez milisegundos (10ms).

2.6.3. Parametrización de celdas de carga

Al momento de la parametrización de cada una de las celdas de carga se realiza un procedimiento en común.

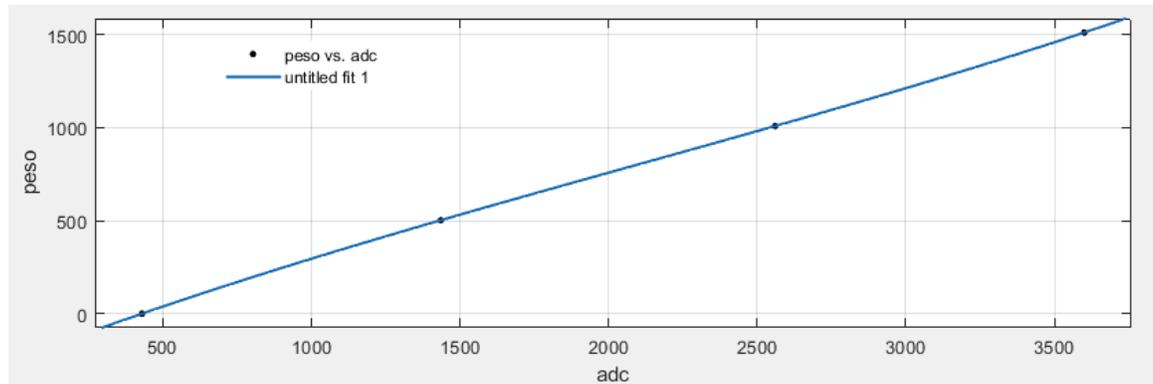
La celda de carga debe colocarse en posición de viga en voladizo para realizar las pruebas, seguido se energiza a las galgas extensiométricas para medir el valor de voltaje de salida mediante el amplificador operacional de instrumentación INA 128P, obteniendo un valor análogo de referencia para una carga de cero gramos, de nuevo se repite la medición el mayor número de veces posibles con valores conocidos de carga. Con lo anterior, se obtienen puntos ubicados en

una gráfica de niveles digitales (haciendo el uso del módulo ADC) frente a cargas conocidas (el peso medido en gramos). La Tabla 2 contempla los valores procedimiento descrito.

Tabla 2. Puntos conocidos para el cálculo de linealización.

Peso (Gramos)	Nivel ADC
0	430
502	1435
1008	2560
1510	3600

Con ayuda de la herramienta Curve Fitting de Matlab se genera una regresión polinómica para calcular los coeficientes de la curva que mejor se adapte a nuestros valores obtenidos.



Linear model Poly3:

$$f(x) = p1*x^3 + p2*x^2 + p3*x + p4$$

where x is normalized by mean 2006 and std 1373

Coefficients:

$$p1 = 31.49$$

$$p2 = -7.477$$

$$p3 = 612.3$$

$$p4 = 760.3$$

Goodness of fit:

SSE: 1.066e-25

R-square: 1

Adjusted R-square: NaN

RMSE: NaN

Figura 13. Grafica de linealización y resultado de coeficientes en los puntos obtenidos.

El proceso de la Figura 13 se puede realizar para cada una de las celdas de carga; sin embargo, como estas se encuentran soportando una misma carga se pueden conectar en paralelo para obtener su respectiva curva paramétrica.

2.7. Sistema de rechazo

Con el fin de realizar un rechazo idóneo del paquete que no se encuentra dentro de la tolerancia, se seleccionó un sistema comprendido por un sensor de proximidad infrarrojo auto reflectante que a través del procesamiento del microcontrolador dsPIC33FJ128MC802 acciona la electroválvula al detectar el paquete, un cilindro neumático accionado por electroválvula y una paleta de rechazo, accionada mediante la salida y el retorno del cilindro. A continuación, se hará una explicación detallada del sistema de rechazo.

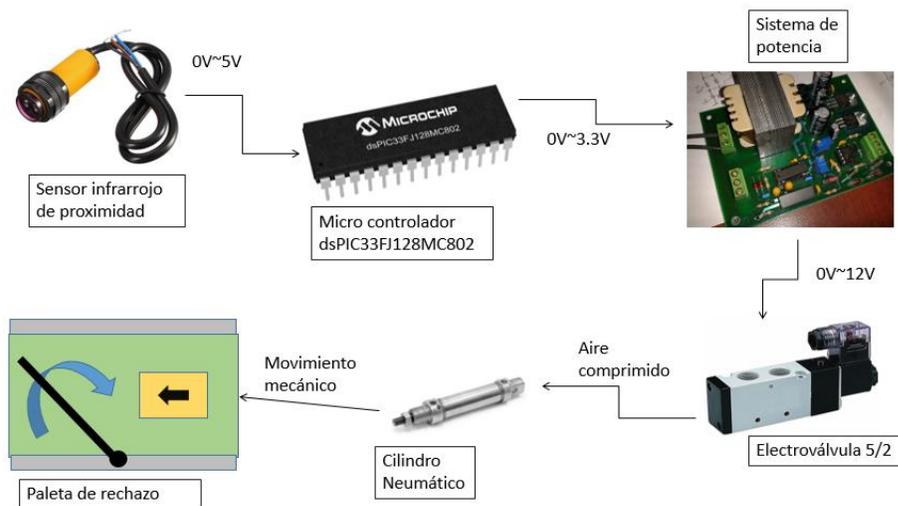


Figura 14. Arquitectura Sistema de rechazo.

En la Figura 14 se puede identificar la arquitectura de funcionamiento del sistema de rechazo, empezando por el sensor de proximidad hasta la paleta de rechazo; el sensor de proximidad utilizado es un sensor infrarrojo E18-D80NK, el cual tiene un rango de medición de 3 a 80 centímetros, en el momento en que detecta el paquete sobre la banda envía una señal (5

voltios) al micro controlador el cual se encargará de enviar la señal de control al sistema de potencia que activa el rechazo.

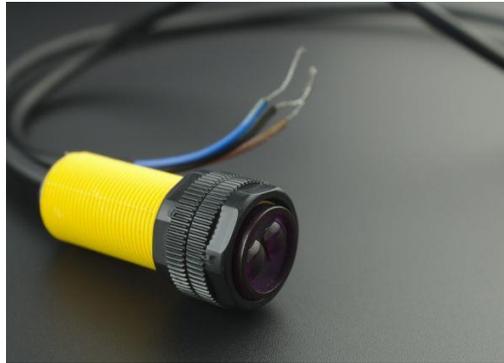


Figura 15. Sensor de proximidad infrarrojo E18-D80NK.

La válvula utilizada en este sistema es una electroválvula 5/2, la cual, al recibir la señal del sistema de potencia acciona por medio de aire comprimido el cilindro neumático. Esta electroválvula funciona por medio de un accionamiento eléctrico y con retorno por muelle, lo que significa que no necesita de una segunda señal para realizar el retorno del cilindro.

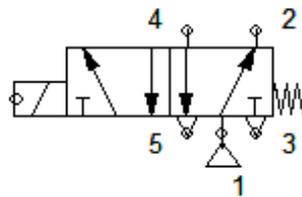


Figura 16. Símbolo neumático de electroválvula 5/2 con retorno de muelle.

Una vez la electroválvula permite el paso del aire, este llega al tubo del cilindro y empuja el embolo que a su vez desplaza el vástago hasta donde acaba su carrera. El cilindro utilizado tiene un vástago con carrera de 150mm y un diámetro de 10mm.

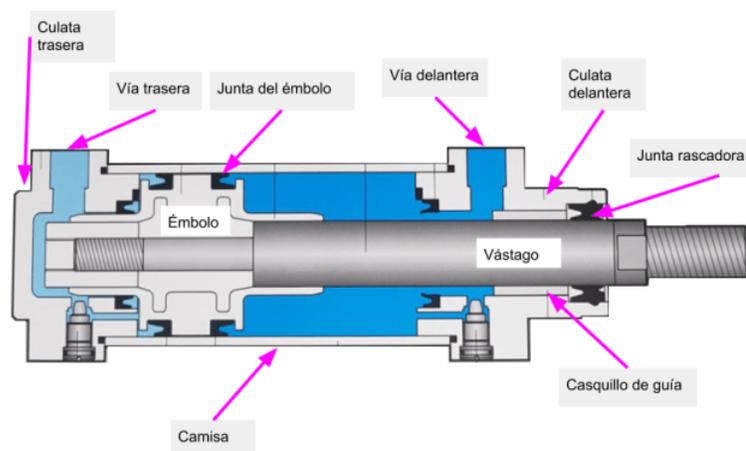


Figura 17. Partes de cilindro neumático de doble efecto.

Por último, la paleta de rechazo es la encargada de realizar el rechazo de los paquetes que ya fueron identificados por fuera de la tolerancia permitida y detectados por el sensor de proximidad, este rechazo se realiza gracias a que el cilindro neumático genera movimiento a la paleta por medio de un mecanismo, este mecanismo funciona como se observa en la

Figura 18.

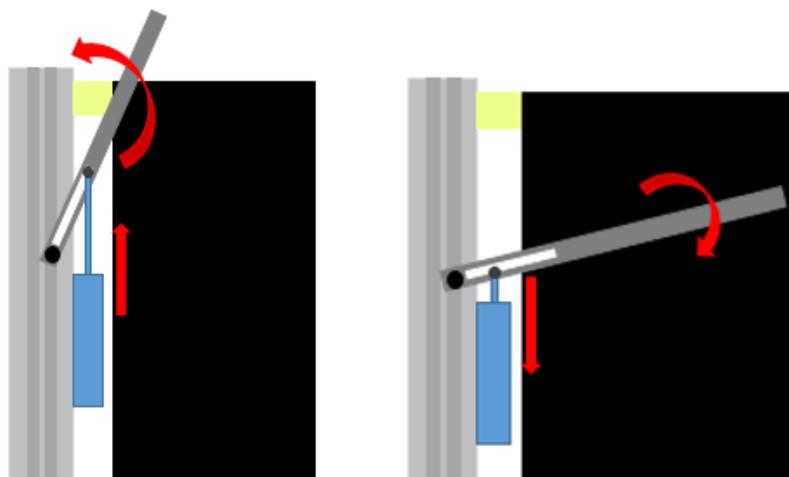


Figura 18. Mecanismo de funcionamiento de paleta de rechazo.

Esta paleta en una de sus puntas tiene un pivote anclado a la estructura, con lo cual a medida que sale el vástago del cilindro neumático y se desliza por la ranura de la paleta genera el movimiento de posiciones de apertura a cierre y viceversa. Para que la paleta este en posición de apertura (paso de producto) el vástago del cilindro debe estar completamente afuera y para la posición de cierre (rechazo de producto), el vástago debe estar adentro del cilindro.

CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.1. Sistema de tensión

Después de poner en movimiento la banda transportadora y ajustar la tensión de la banda, se seleccionaron tres puntos de operación, los cuales están directamente relacionados con la posición del rodillo tensor en la banda y afectan el funcionamiento de ésta. Los tres puntos son: sin tensión, tenso y muy tenso. Cada uno de estos serán explicado a continuación:

3.1.1. Sin tensión

En esta posición, el rodillo tensor se encuentra a una distancia de 264mm o menor del inicio de la estructura como se ve en la Figura 19, en este punto el rodillo tensor deja de cumplir con su función, gracias a esto no se ejerce fricción entre el rodillo motriz y la banda, lo que permite al rodillo motriz girar sin generar movimiento alguno sobre la banda.



Figura 19. Punto de rodillo tensor en posición “Sin tensión”.

3.1.2. Muy tensionado

La tensión excesiva de la banda genera problemas en la transmisión de potencia del rodillo motriz a los conducidos, esta tensión se da debido a que el rodillo tensor se encuentra a una distancia desde 340mm o mayor del inicio de la estructura, lo que ocasiona que la banda genere una mayor fuerza de tensión en el rodillo motriz haciendo que el motor requiera mayor potencia para lograr mover la banda.



Figura 20. Punto de rodillo tensor en posición “Muy tensionado”.

3.1.3. Tensionado

Como se ha explicado anteriormente, es necesario que exista fricción entre el rodillo motriz y la banda, la forma de asegurar esta fricción es ubicando el rodillo tensor en un punto donde tense el completo de la banda con cada rodillo, pero, que no llegue a generar una tensión lo

suficientemente alta que el motor no sea capaz de superar. Este punto se encuentra a en un intervalo entre 264 y 340 mm desde el inicio de la estructura.

Este experimento empírico, evidencia que en el momento en el que la banda no se encuentra tensionada correctamente, el sistema de rechazo resulta obsoleto, sin función alguna, al no generarse movimiento en la banda el paquete no llega hasta el sensor, es decir, no se realizaría el rechazo del paquete así este estuviese fuera de la tolerancia; por otro lado, el sistema de medición no se vería afectado por la incorrecta tensión de la banda ya que no se genera movimiento, esto es debido a que las galgas se encuentran sobre los apoyos con lo cual el sistema realiza la medición esté o no en movimiento la banda. Otro problema que se evidencia a la hora de una tensión incorrecta es el movimiento alternante de la banda, generando movimiento de los paquetes, pero sin cumplir con la velocidad de producción requerida.

3.2. Rechazo

El lograr el rechazo de los productos que se encuentren fuera de la tolerancia es uno es los objetivos específicos del proyecto, y para dar cumplimiento con este se seleccionó el sistema descrito en el numeral 2.7, este sistema es capaz de realizar el rechazo de los productos sin problema alguno, sin embargo, es necesario que la presión manejada en la estación de servicio neumática se mantenga por debajo de los 3 bares dado que a una presión mayor el vástago es expulsado con fuerza excesiva ocasionando una vibración en toda la estructura qué, a su vez, genera problemas en la medición.

El rechazo correcto del producto requiere de una lectura de pesaje idónea, es decir, que la curva de registro de medición se estabilice en el menor tiempo posible, dado que de tomar mucho tiempo no alcanzará a registrar un valor real del peso del producto y cuando éste pase por el sensor infrarrojo, tome un valor fuera de la tolerancia y lo rechace. Después de diferentes pruebas se encontró que la estabilización de la medición al entrar un producto a la banda transportadora es de 1 segundo lo que está en el límite para alcanzar a tomar el valor real de peso del producto.

Las pruebas realizadas al sistema de rechazo se realizaron con una sola presentación de valor fuera al rango determinado, +/- 20 gramos, este parámetro de prueba se realizó en dos oportunidades, la primera sin tener un suministro neumático sobre el pistón y la segunda con un suministro neumático sobre el pistón, lo anterior con la finalidad de poder observar y comparar los efectos del sistema de rechazo sobre el sistema de pesaje.

En las Figura 21 y Figura 22 se pueden observar el peso de la presentación de prueba y la señal de control enviada hacia la electroválvula que a su vez acciona el pistón neumático.

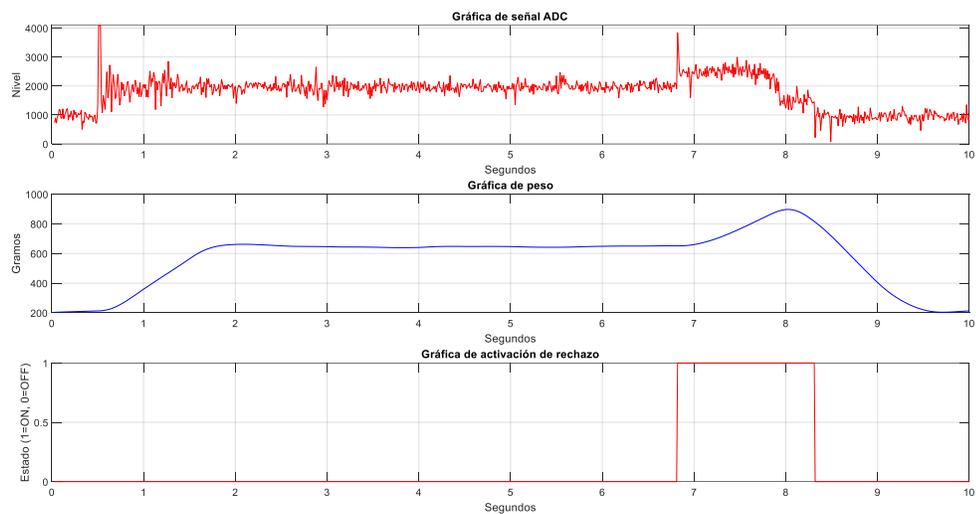


Figura 21. Prueba del sistema de rechazo sin suministro neumático.

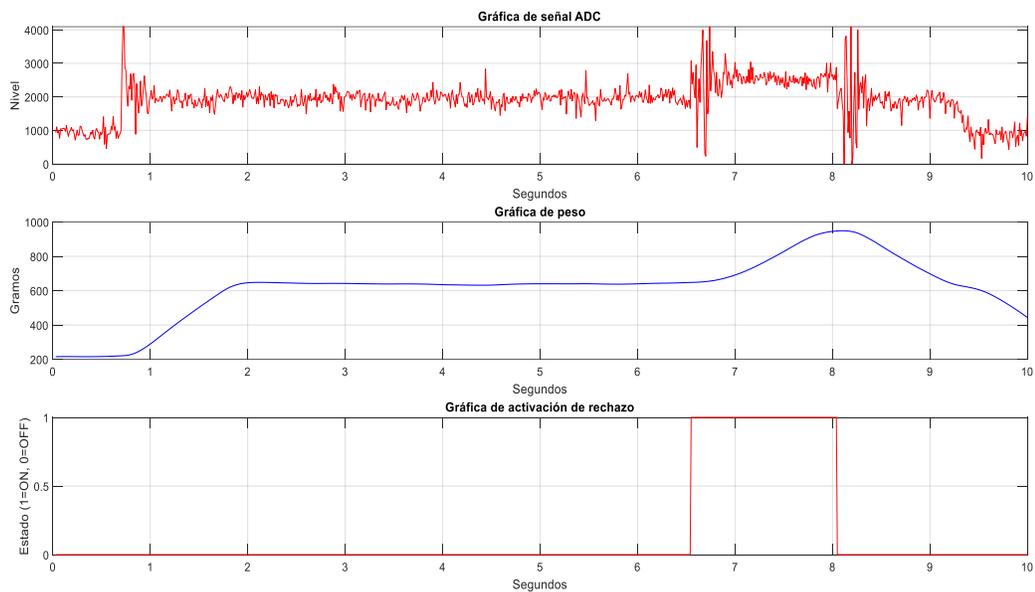


Figura 22. Prueba del sistema de rechazo con suministro neumático.

Cabe aclarar que el suministro neumático durante la prueba no fue el ideal, ya que por cuestiones económicas se contaba con un compresor básico de emergencia sin regulación de presión optima a 3 bares como en el que se presenta en la Figura 23.



Figura 23. Compresor básico de emergencia.

Se puede observar en la Figura 21 una perturbación eléctrica que afecta el sistema de pesaje, aquella perturbación se debe a la configuración del sistema de potencia empleado entre el microcontrolador y la electroválvula. Sin embargo, esta perturbación puede considerarse leve ya que solo se ve reflejada siempre y cuando se active la electroválvula, la cual se programa para una activación constante de 1.5 segundos, tiempo en el cual no afecta la medición del siguiente paquete.

Por otro lado, en la Figura 22 se puede observar que el accionamiento del sistema de rechazo afecta directamente a la señal de entrada ADC mediante vibraciones mecánicas producto del movimiento fuerte y brusco del pistón, como el sistema de pesaje depende de la señal ADC, se podría afirmar que la perturbación del sistema de rechazo altera la medición, sin embargo, se

observa que en las “Gráficas de peso” de las Figura 21 y Figura 22 no presentan gran diferencia, esto se debe gracias a los filtros físicos y digitales aplicados que rechazan los cambios bruscos provenientes de la señal de entrada.

Teniendo en cuenta el suministro neumático, se puede afirmar que las perturbaciones generadas por el sistema pueden atenuarse haciendo uso de otros elementos como: un suministro de aire comprimido con regulación de presión y/o un regulador de flujo neumático, lo cual proporciona suavidad en el movimiento del pistón a costa de una velocidad de reacción menor.

Por último, se observa que el rechazo físico de la presentación no se realiza de la mejor manera ya que la salida de la presentación rechazada se encuentra en una zona de difícil acceso tanto para el personal o para una máquina posterior.

3.3. Sistema de pesaje (error y perturbación de caída)

En el proceso de pesaje los paquetes dentro de la tolerancia cumplen satisfactoriamente las pruebas realizadas según lo propuesto en la sección 1.5, así mismo, los paquetes que no se encuentran dentro de la tolerancia son expulsados de la línea de producción con la añadidura de perturbaciones en el sistema electrónico de pesaje, efectos mencionados en la sección anterior.

Además, se observa que el sistema de pesaje presenta fluctuaciones a través del tiempo en su lectura, lo que afecta directamente la curva paramétrica de linealización realizada en la sección 2.6.3 que calcula el valor del peso, esto produce un error significativo dentro de la medición, este

efecto se puede observar en la Figura 24, se puede intuir que este fenómeno es producto de factores propios de las celdas de carga que se encuentran fuera del enfoque de este proyecto.

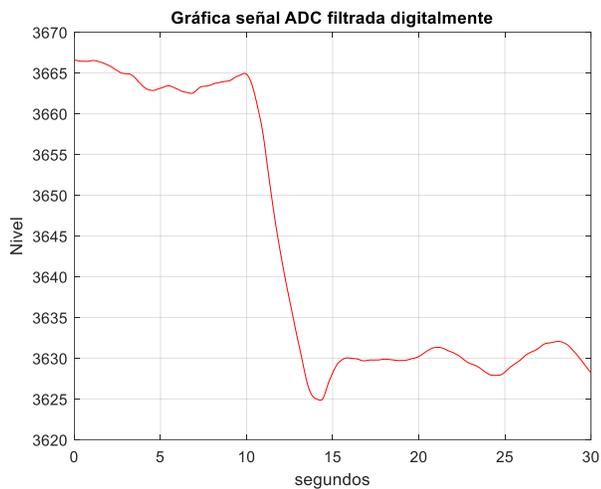


Figura 24. Gráfica con fluctuaciones en estado estable de medición.

Otro efecto observado en la Figura 25 es el cambio temporal y repentino del valor de la señal en estado estable, asemejando la entrada de un impulso en el voltaje, fenómeno que afecta, como en el caso anterior, un error temporal significativo en el cálculo del valor del peso.

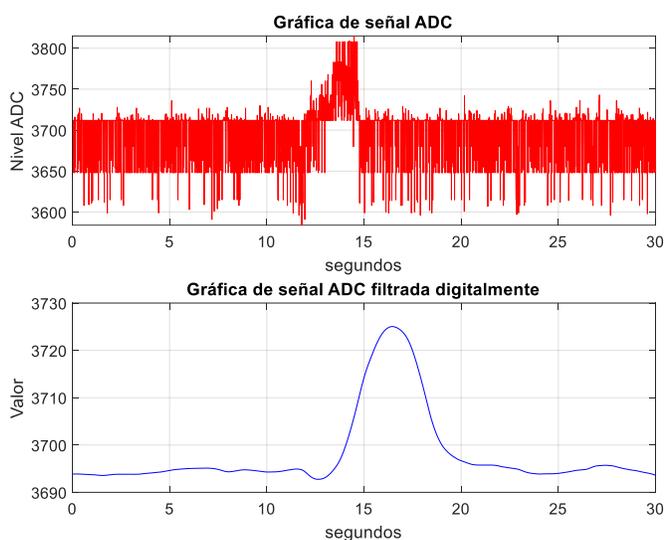


Figura 25. Fenómeno de impulso de voltaje en la señal del ADC.

Por otro lado, se determina una altura mínima de cinco centímetros y máxima de veinticinco centímetros sobre la banda para generar las perturbaciones por la caída de los paquetes. Aquellas son rechazadas automáticamente gracias a los filtros físicos y digitales aplicados, lo anterior resulta porque los filtros rechazan los sobre saltos de la señal ADC en aproximadamente un segundo y siguen a la misma en su estado estable.

El anterior comportamiento se cumple para todo el rango propuesto y se puede evidenciar en los dos experimentos de la Figura 26 y Figura 27, la primera con la máxima perturbación de caída y la segunda con la mínima perturbación de caída, comparación realizada con el fin de observar el mismo comportamiento del sistema de pesaje para casos de baja y alta perturbación.

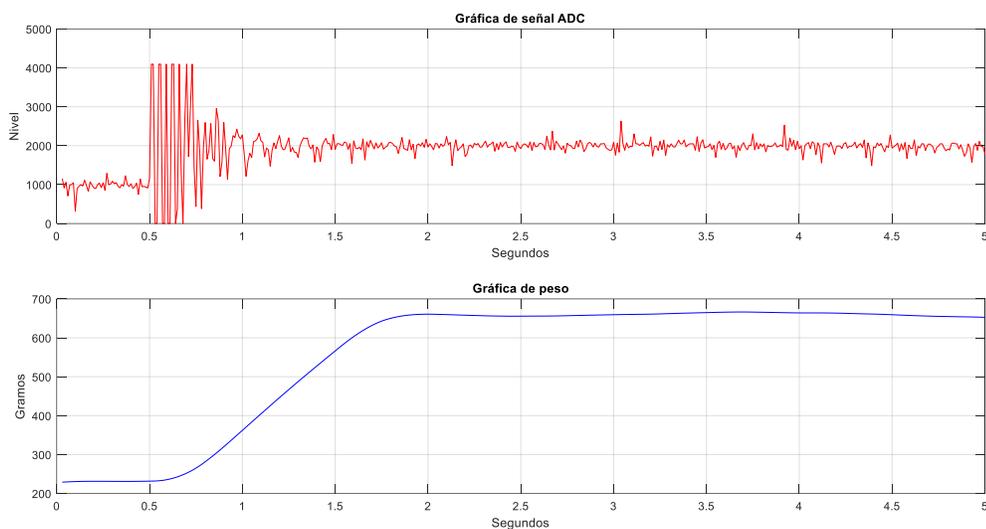


Figura 26. Gráfica de comparación con perturbación de caída, altura de 25cm.

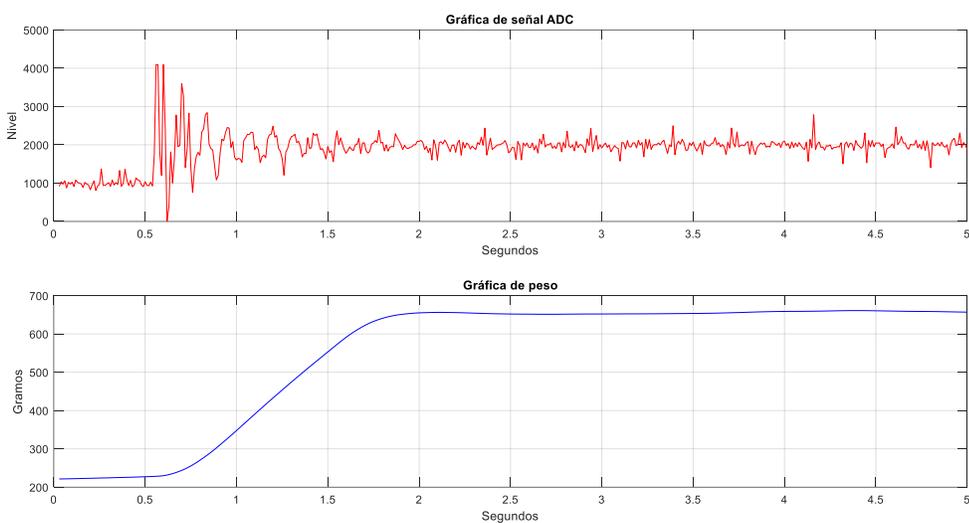


Figura 27. Gráfica de comparación con perturbación de caída, altura de 5cm.

Por último, las vibraciones mecánicas del prototipo también añaden un grado de dificultad en el proceso de medición, esto se debe a que la estructura cuenta con poca rigidez por lo liviano

de sus materiales y que la mayoría de sus elementos se encuentran en la parte superior, lo que ocasiona que su centro de gravedad se distancie del suelo haciéndolo susceptible a vibraciones.

3.3.1 Parámetros

En la sección 2.6.1 se mencionan algunos factores clave dentro de la medición, después de realizar diferentes pruebas se confirmó que estos no permitían el cumplimiento del requerimiento de pesaje dentro del rango de operación de la máquina (0 gramos a 1500 gramos), con lo cual se procedió a realizar cambios para mejorar estos factores.

Dentro del factor de resolución se ajustaron los voltajes de referencia del ADC, con el fin de manejar rangos de voltajes más reducidos que VSS y VDD. El voltaje de referencia negativo (VREF-) se ajustó a un nivel de 1.72 voltios y el voltaje de referencia positivo (VREF+) a un nivel de 2 voltios. Para conocer el valor de la resolución se realiza la siguiente prueba: se mide el cambio del nivel del ADC (1010 niveles en promedio) producido por un peso conocido (502 gramos), con ello se realiza una división para conseguir la resolución del sistema resultando 0.497 gramos/ nivel.

Para determinar la precisión de la medición se hicieron varias pruebas con un objeto de peso conocido (502 gramos) para después conocer la desviación en la lectura. En la

Tabla 3 se encuentran los valores de cada una de las pruebas realizadas y la desviación promedio en la lectura.

Tabla 3. Valores de prueba.

Medición (Gramos)	Desviación (Gramos)
507,672	5,672
514,22	12,22
518,728	16,728
502,785	0,785
515,03	13,03
511,39	9,39
511,19	9,19
519,404	17,404
509,035	7,035
Promedio	10,1616

Con la Tabla 3 se puede determinar que la precisión del sistema es en promedio de 10.1616 gramos y que el factor de la repetibilidad es moderado, esto se debe a que la resolución es muy alta y la señal de entrada muy inestable, sin embargo, estos valores son suficientes para alcanzar el requerimiento propuesto. Para determinar si el sistema tiene una histéresis alta se resolvió realizar una medición constante de un valor conocido de peso (502 gramos), en la Figura 28 se puede observar la histéresis de un valor de 12 gramos en promedio.

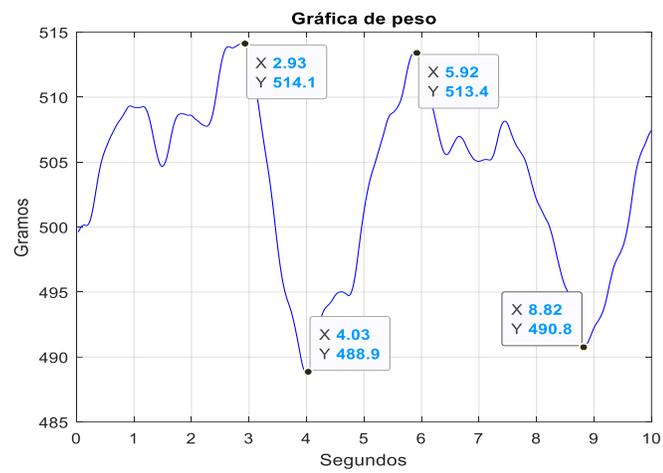


Figura 28. Prueba histéresis con peso en estado estable.

CONCLUSIONES

La identificación de parámetros mecánicos y eléctricos se realizó de manera eficiente, esto se puede evidenciar gracias a que estos parámetros dieron pie al funcionamiento correcto de cada sistema de la banda transportadora. Los elementos mecánicos de la misma se encuentran sobre dimensionados, lo anterior se puede verificar en los cálculos de factores de seguridad, se escogieron estas dimensiones debido a que proporciona una estructura fácil de manejar, manufacturar y ensamblar. Por otro lado, se puede afirmar que existe la posibilidad de reducir los tamaños de los elementos, sin embargo, se debe contemplar que lo anterior puede producir un diseño de baja inercia y poco estético para un proyecto como el contemplado en este documento.

En sistema eléctrico se comprendieron todos los aspectos necesarios para la realización de un circuito capaz de soportar todas las funciones necesarias, en consecuencia, se pueden anotar algunas sugerencias para un próximo diseño e implementación de una placa PCB, driver de banda transportadora: utilizar una fuente dedicada para el voltaje de referencia análogo y la alimentación de las celdas de carga a través de reguladores de voltaje independientes LM1117 y LM1205CV respectivamente, configurar lógica de 1 para el MOSFET IRF840 quien es el encargado de la activación del motor, esta función mejora la eficiencia del sistema ya que evitaría fluctuaciones de voltaje.

La selección del sistema de pesaje dinámico, específicamente las celdas de carga son elementos que, para una máquina aplicada a la industria, pueden ser reemplazados por sensores de

alta precisión ya que estos disminuyen el rango de tolerancia para verificar el peso y se produce un mejor proceso de calidad en los productos. Por otro lado, es posible contemplar un estudio investigativo acerca de los efectos variables de las celdas de carga bajo condiciones controladas como condiciones no controladas, lo anterior con el fin de comprender a fondo el comportamiento real de estos dispositivos y poder predecir con certeza ciertas variables.

El diseño y la construcción de este prototipo de banda transportadora con sistema de pesaje dinámico ayuda a la verificación de contenido de las presentaciones de grano gracias a que por medio de la misma se realizó el pesaje de cada presentación sobre la banda encontrando su peso dentro o fuera de la tolerancia, realizando así su respectivo rechazo de ser necesario, evitando así, que en el caso de una implementación en la industria, problemas legales al momento de una revisión de los pesos en las presentaciones.

RECOMENDACIONES

Al ser este proyecto el diseño de un prototipo de máquina transportadora con pesaje dinámico es necesario tener en cuenta lo siguiente en el caso de realizar una adaptación para su uso industrial:

Esta máquina está diseñada para realizar el pesaje de paquetes de granos, es decir, debe cumplir con las normativas impuestas para la industria alimentaria, una de estas es que la estructura

o chasis de la máquina debe ser en acero inoxidable, el cual cuenta con las características suficientes para ser considerado un material apto, además de que es altamente resistente a la suciedad y a la corrosión.

Es necesario cambiar a un sistema de tensión de banda más eficiente debido a que el sistema actual es manual, esto ocasiona que cada vez que la banda pierda tensión se hagan ajustes manuales a medida, en el caso industrial, debe ser más práctico, ya sea por medio de un mecanismo completamente mecánico u otro sistema.

Las celdas de carga son unos de los elementos más importantes, si no el más importante de esta máquina, por lo cual es necesario reemplazarlas por celdas con mayor salida nominal en la medición ($> 1\text{mV/V}$), en este proyecto se evidenció que las celdas utilizadas al no tener una buena salida nominal son incapaces de realizar el pesaje de la mejor forma posible; otra razón para cambiar las celdas es la capacidad de carga, las celdas utilizadas tienen una capacidad de 10kg más un 20% de factor de seguridad, sin embargo, al adaptar la máquina, la estructura debe ser de acero inoxidable y con dimensiones superiores a las actuales, por lo tanto cada celda debe tener una capacidad de carga mayor a los 10 kg.

Al ser adaptada la máquina a la industria, se debe tener en cuenta que esta no trabajará como independiente, es decir, debe tener la posibilidad comunicarse con las demás máquinas para realizar una integración, esto se puede lograr mediante un cambio de controlador, al pasar de un dsPIC (utilizado) a un PLC (Programmable Logical Controler) se facilitan un abanico de posibilidades: el lenguaje de programación, se permite tener una interfaz gráfica y amable con el

usuario a través de HMI's, se pueden utilizar varios protocolos comunes de comunicación industrial (HART, TCP IP o PROFIBUS) y, no es necesario realizar un diseño electrónico dado que el PLC tiene su controlador embebido.

Por último, con el fin de tener un funcionamiento correcto de la banda y de no acortar la vida útil de la misma es necesario incluir topes a los costados de los rodillos que corrijan su movimiento lateral, evitando que la banda se desalinee y se dirija a un costado, donde puede sufrir de desgaste.

REFERENCIAS

- Acomeecommx. (2018). *Acomeecommx*, obtenido de: acomee.com.mx/CELDAS DE CARGA.pdf
- Acosta, J, (2003). *Implementación de un sistema de pesaje dinámico aplicado en bandas transportadoras*, tesis de pregrado, Tecnológico de Monterrey, Monterrey, Mexico.
- Brien, G. (2010). US20110303512A1, Estados Unidos de América
- Cabrera, N, SF. *Curso pesaje dinámico en correas transportadoras*, obtenido de: www.tcontech.com/Control%20de%20Produccion%20Curso%20de%20Pesaje%20Dinamico%20en%20Correas%20Transportadoras%20TCON%20Chile.pdf/
- Ferreira, S. & Manjarrez, D. (2009). *Control de banda transportadora por medio de un variador de velocidad*, tesis de pregrado, Universidad de San Buenaventura,
- Fourney, M. (2011). US20140216894A, Estados Unidos de América.
- Holland, J. Holland, C. Nathan, D. Nguyen, H & Parrish, E. (2011). US20120168285A1, Estados Unidos de América
- Hyer, F. Tolles, R(2012). US20140062709A1, Estados Unidos de América.
- Jinghao, T. (2015). CN105203192A, República Popular China
- Larraín, S. Achondo, J. Moreno, C & Robles, A. (2014). WO2016095066A1, Organización Mundial de la Propiedad Intelectual.
- Manjarrez, C. (2010). *Diseño de banda transportadora y del control de velocidad del motor que genera su movimiento*, Tesis de pregrado, Universidad de San Buenaventura, Bogotá, Colombia
- Resolución N° 4142, Ministerio de salud y protección social. Colombia, 7 de diciembre de 2012.
- Resolución N° 16379, Ministerio de industria, comercio y turismo, Colombia, 18 de junio de 2003.
- Huddleston, C. (2006). *Intelligent sensor design using the microchip dsPIC*. Elsevier.
- Ingetes. (2017). *Sistemas de pesaje dinámico Colombia*, obtenido de: www.ingetes.com.co/pesaje-dinamico

- Pineda, J. (2015). *Diseño y construcción de un prototipo de balanza dinámica para control de peso en bandas transportadoras utilizando instrumentación virtual (Labview) y PIC*, Tesis de pregrado, Universidad Politecnica Salesiana, Guayaquil, Ecuador.
- Ravelo, F. Martinez, G. & Castro, J. (2011). *Diseño de una banda transportadora semiautomática para la fabricación de tanques de combustibles de vehículos de carga*, Tesis de pregrado, Universidad de San Buenaventura, Bogotá, Colombia.
- Segura, A. (2003). *Diseños cuasiexperimentales*, obtenido de: sld.cu/galerias/pdf/sitios/renacip/disenos_cuasiexperimentales.pdf
- Siemenscom. (2018). *Siemenscom*, obtenido de: automation.siemens.com/sc-static/catalogs/catalog/wt/WT10/es/WT10_es_kap04.pdf
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Vol. 6). McGraw-Hill Interamericana.
- Rodillos Interroll Poly-vee (S.F.). *DRIVE MAKES ROLLER CONVEYORS EVEN MORE EFFICIENT* (Figura). Recuperado de: <https://www.industrialtechnology.co.uk/index.php?name=products&extra=drive-makes-roller-conveyors-even-more-efficient&%20thread=No>
- NN. (S.F.). Comunicador serial RS232 (PIC - USB). (Figura) Recuperado de: <https://vhdl.es/wp-content/uploads/2019/03/Copy-of-Ciclone-II-840x400.png>.
- Vistronica. (S.F.). Sensor de proximidad infrarrojo E18-D80NK. [Figura] Recuperado de: <https://www.vistronica.com/sensores/sensor-de-proximidad-infrarrojo-e18-d80nk-detail.html>
- NN. (S.F.) Partes de cilindro neumático de doble efecto. [Figura] Recuperado de: <https://automatismoidustrial.com/d-automatizacion/1-8-electroneumatica/1-8-3-cilindros-neumaticos-2/>

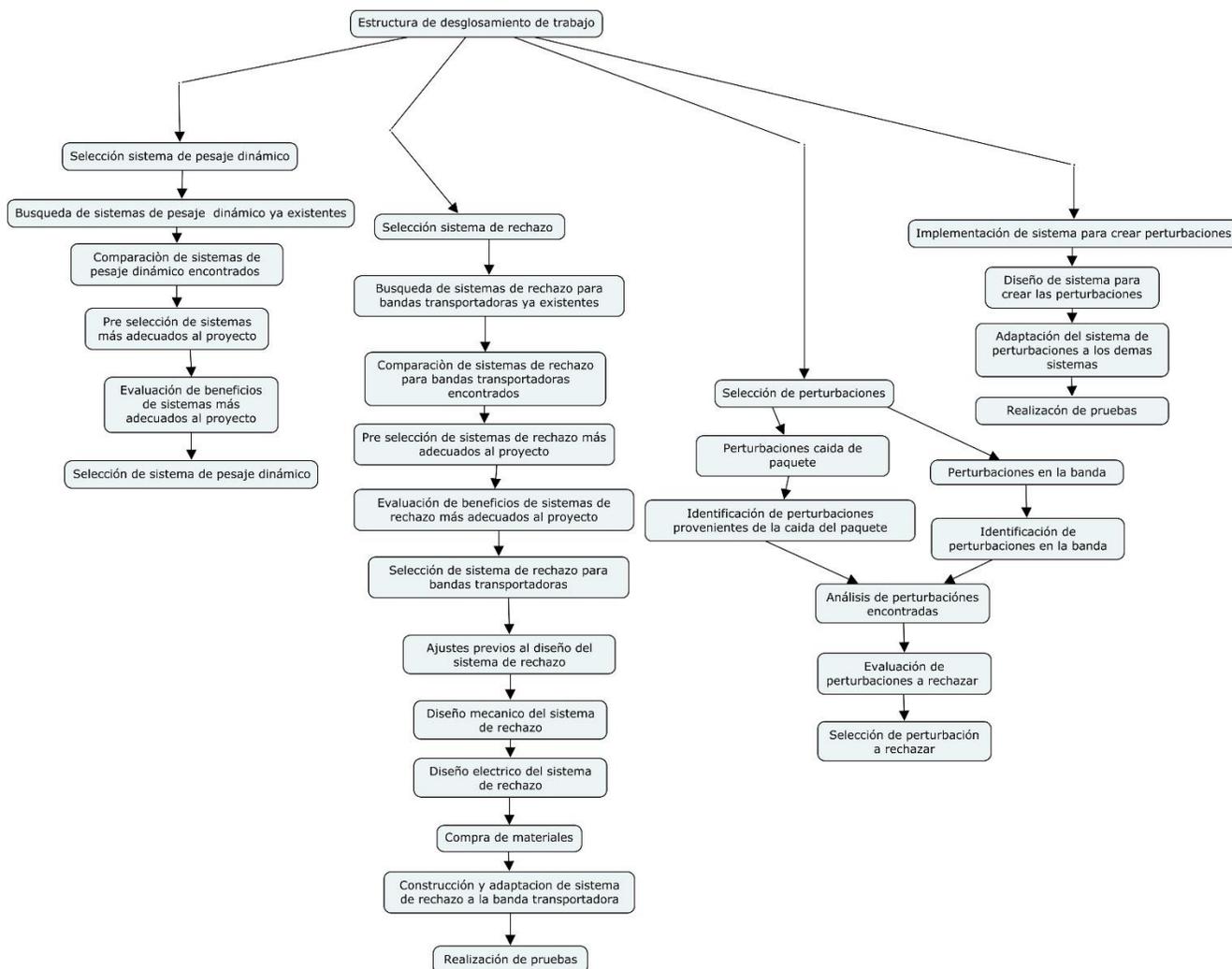


Figura 29. Estructura de desglosamiento de trabajo.

Tabla 5. Presupuesto, análisis de precios unitarios (APU).

Elemento	Unidad	Cantidad	Valor Unitario COP	Total COP
Perfiles de aluminio	Metro (m)	5,8	\$ 51.170,00	\$ 296.786,00
Chumacera	1 Unidad	10	\$ 10.000,00	\$ 100.000,00
Motor	1 Unidad	1	\$ 80.000,00	\$ 80.000,00
Angulos L	1 Unidad	20	\$ 2.000,00	\$ 40.000,00
Tuercas M4	1 Unidad	70	\$ 600,00	\$ 42.000,00
Banda 2,4m x 0,3m x 0,003m	1 Unidad	1	\$ 120.000,00	\$ 120.000,00
Celdas de carga tipo viga	1 Unidad	4	\$ 10.000,00	\$ 40.000,00
Micro controlador	1 Unidad	1	\$ 40.000,00	\$ 40.000,00
Valvula electroneumatica	1 Unidad	1	\$ 40.000,00	\$ 40.000,00
Cable	Metro (m)	20	\$ 500,00	\$ 10.000,00
Electronica	1 Unidad	1	\$ 80.000,00	\$ 80.000,00
Transporte	Numero de pasajes	35	\$ 2.500,00	\$ 87.500,00
Fuente 24v	1 Unidad	1	\$ 35.000,00	\$ 35.000,00
Fuente 12v	1 Unidad	1	\$ 35.000,00	\$ 35.000,00
PCB	1 Unidad	3	\$ 25.000,00	\$ 75.000,00
Flexometro	1 Unidad	1	\$ 7.000,00	\$ 7.000,00
Sensor de proximidad	1 Unidad	1	\$ 80.000,00	\$ 80.000,00
Paleta de rechazo	1 Unidad	1	\$ 10.000,00	\$ 10.000,00
Piston neumatico	1 Unidad	1	\$ 40.000,00	\$ 40.000,00
Nylon 6	Metro (m)	1,8	\$ 20.000,00	\$ 36.000,00
Acero 1020	Metro (m)	2,05	\$ 10.000,00	\$ 20.500,00
Compresor	1 Unidad	1	\$ 35.000,00	\$ 35.000,00
Maquinado	Hora (hr)	15	\$ 15.000,00	\$ 225.000,00
			Gran Total	\$ 1.574.786,00

Tabla 6. Matriz de Leopold.

Efecto	Intensidad (Tabla)	Extensión (tabla)	Duración (Tabla)	Magnitud (Cálculo)	Reversibilidad (Tabla)	Riesgo (Tabla) (VA (Cálculo))	Significado
Gasto de energía eléctrica en la fabricación	2	5	2	3,2	2	2	2,732 MEDIO
Gasto de energía eléctrica en el uso de la máquina	5	10	10	8	2	2	5,66 MEDIO
Uso de materiales como caucho, acero/inox, entre otros.	2	10	10	6,8	10	5	7,198 MEDIO
Reemplazo de operarios por maquinaria que cumple la misma función.	10	10	10	10	10	2	8,64 ALTO
Desearchar residuos que quedan de la fabricación.	2	2	2	2	2	2	2 BAJO
Desearchar residuos que quedan del rechazo de presentaciones (plásticos).	5	2	2	3,2	5	10	4,752 MEDIO
Transporte de insumos, materiales y demás productos.	5	5	5	5	2	5	4,34 MEDIO
Uso de aerosoles contaminantes para el aire al momento de hacer los acabados.	2	2	2	2	5	2	2,66 MEDIO
Reducir tiempo en el proceso de medición.	10	10	10	10	10	2	8,64 ALTO
Tabla							
	Indice	Significado		Intensidad, Reversibilidad y Riesgo	Extensión	Duración (Años)	Valoración
	> 7,5	ALTO		Alta	Generalizado	>10	10
	2,5- 7,5	MEDIO		Media	local	5 a 10	5
	<2,5	BAJO		Baja	Muy local	1 a 5	2