



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

**SEDE QUITO**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE MÁQUINA REVOCADORA DE  
MORTERO CON CAPACIDAD DE 15 M<sup>2</sup>/H APLICADO EN OBRAS CIVILES.**

Trabajo de titulación previo a la obtención del

Título de Ingeniero mecánico

AUTORES: Anthony Alexis Quinga Guamán

Miguel Sebastián Calvopiña Vergara

TUTOR: William Gustavo Díaz Dávila

Quito-Ecuador

2022

## **CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

Nosotros, Anthony Alexis Quinga Guamán con documento de identificación N°1725868374 y Miguel Sebastián Calvopiña Vergara con documento de identificación N°1724120678; manifestamos que:

Somos los autores y responsables del presente trabajo; y, autorizamos a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Quito, 3 de marzo del año 2022

Atentamente,



---

Anthony Alexis Quinga Guamán



---

Miguel Sebastián Calvopiña Vergara

1725868374

1724120678

## **CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Nosotros, Anthony Alexis Quinga Guamán con documento de identificación N°1725868374 y Miguel Sebastián Calvopiña Vergara con documento de identificación N°1724120678, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del Proyecto técnico: “Diseño y construcción de un prototipo de máquina revocadora de mortero con capacidad de 15 m<sup>2</sup>/h aplicado en obras civiles”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 3 de marzo del año 2022

Atentamente,



Anthony Alexis Quinga Guamán



Miguel Sebastián Calvopiña Vergara

1725868374

1724120678

## **CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

Yo, William Gustavo Díaz Dávila con documento de identificación N°0400926184 , docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE MÁQUINA REVOCADORA DE MORTERO CON CAPACIDAD DE 15 M<sup>2</sup>/H APLICADO EN OBRAS CIVILES, realizado por Anthony Alexis Quinga Guamán con documento de identificación N°1725868374 y por Miguel Sebastián Calvopiña Vergara con documento de identificación N°1724120678, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Proyecto Técnico que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 3 de marzo del año 2022

Atentamente,



---

Ing. William Gustavo Díaz Dávila, M.Sc.

0400926184

## **DEDICATORIA**

El presente trabajo lo dedicamos principalmente a Dios, por ser el inspirador y darnos fuerza para terminar este trabajo que será el que abrirá las puertas a nuestro futuro.

A nuestros padres, por su amor, trabajo y sacrificio en todos estos años, gracias a ustedes hemos logrado llegar hasta aquí.

A nuestros hermanos y familiares, por estar siempre presentes, acompañándonos y por el apoyo moral, que nos brindaron a lo largo de esta etapa de nuestras vidas.

A todas las personas que nos han apoyado y han hecho que el trabajo se realice con éxito en especial a aquellos que nos compartieron sus conocimientos como lo son los ingenieros que han tenido la paciencia y virtud de enseñarnos durante todo nuestro proceso universitario.

A familiares que no nos acompañan presencialmente, pero nos han guiado y cuidado, sobre todo nos han dejado su mejor legado. El ser mejores personas y ciudadanos de bien.

## **AGRADECIMIENTOS**

A mi familia, por haberme dado la oportunidad de formarme en esta prestigiosa universidad y haber sido mi apoyo durante todo este tiempo.

De manera especial a mi tutor de tesis, por haberme guiado, no solo en la elaboración de este trabajo de titulación, sino a lo largo de mi carrera universitaria y haberme brindado el apoyo para desarrollarme profesionalmente y seguir cultivando mis valores.

A la Universidad Politécnica Salesiana, por haberme brindado tantas oportunidades y enriquecerme en conocimiento.

A mi tío Pablo, ya que con su ayuda oriente mi mentalidad al estudio de la mecánica y a la educación superior.

## INDICE

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN .....	I
CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA.....	II
CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN.....	III
DEDICATORIA.....	IV
AGRADECIMIENTOS .....	V
ÍNDICE DE TABLAS .....	X
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XI
RESUMEN.....	XIV
ABSTRACT .....	XV
INTRODUCCIÓN .....	XVI
PROBLEMA.....	1
OBJETIVO GENERAL .....	2
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	2
CAPÍTULO I	
SITUACIÓN ACTUAL DEL PROCESO DE REVOCACIÓN EN LA CONSTRUCCIÓN CIVIL ECUATORIANA. ....	3
1.1. El proceso de revocar en el Ecuador. ....	3
1.1.1. Importancia del revocado .....	3
1.2. La máquina revocadora. ....	4
1.2.1. Almacenamiento.....	4
1.2.2. Bombeado.....	5
1.2.3. Transporte.....	5
1.2.4. Impulso neumático .....	13
1.2.5. Disipado .....	16

## CAPÍTULO II

### ALTERNATIVAS Y CRITERIOS DE DISEÑO PARA REALIZAR LA MÁQUINA REVOCADORA NEUMÁTICA DE MORTERO. .... 18

2.1.	Requerimientos básicos para la mezcla de mortero.....	18
2.1.1.	Semejanzas entre la mezcla de hormigón y la de mortero .....	19
2.2.	Requerimiento de aire y presión de salida.....	23
2.2.1.	Presión de salida del tanque de almacenamiento .....	23
2.2.2.	Capacidad del tanque .....	23
2.2.3.	Suministro eléctrico.....	24
2.2.4.	Tipo de compresor.....	24
2.3.	Sistema de impulso del mortero .....	26
2.3.1.	Transportadores de tornillo sin eje .....	26
2.3.2.	Tornillo sinfín flexible .....	27
2.3.3.	Tornillo sinfín estándar .....	28
2.3.4.	Tolva.....	28
2.3.5.	Tubería .....	28
2.3.6.	Máquina motriz .....	29
2.3.7.	Sistema de control de la maquinaria .....	29
2.4.	Materiales empleados .....	30
2.5.	Planteo de alternativas .....	30
2.5.1.	Alternativa 1 .....	31
2.5.2.	Alternativa 2 .....	32
2.5.3.	Alternativa 3.....	33
2.6.	Elección de la mejor alternativa ponderada.....	34

## CAPÍTULO III

DISEÑO Y CÁLCULOS INVOLUCRADOS PARA LA FABRICACIÓN Y ENSAMBLE DE  
LA MÁQUINA REVOCADORA ..... 37

3.1.	Cálculos para la tolva. ....	37
3.2.	Cargas de llenado en las paredes. ....	38
3.3.	Cálculos para el tornillo sinfín.....	42
3.3.1.	Potencia de accionamiento en vacío: .....	45
3.3.2.	Potencia de desplazamiento de material en el tornillo: .....	45
3.3.3.	Potencia total para el tornillo: .....	46
3.3.4.	Potencia de desplazamiento de material en la manguera .....	47
3.3.5.	Cálculo para el espesor de la hélice: .....	50
3.4.	Análisis estático .....	55
3.4.1.	Análisis estático del eje .....	55
3.4.2.	Tensión en la cadena .....	59
3.4.3.	Esfuerzos en el segmento del eje sometido a transmisión. ....	61
3.4.4.	Análisis por fatiga .....	65
3.4.5.	Selección del perfil de la estructura .....	68
3.4.6.	Selección de rodamientos.....	78
3.5.	Cálculos para la pistola de dispersión.....	81
3.5.1.	Consumo de aire en la boquilla. ....	81
3.5.2.	Dimensionamiento del depósito o acumulador. ....	83
3.5.3.	Velocidad de proyección del mortero. ....	84
3.6.	Precauciones de seguridad.....	85
3.6.1.	Seguridad del Operario.....	85
3.7.	Mantenimiento.....	85
3.7.1.	Lubricación.....	85
3.7.2.	Limpieza.....	86

## CAPÍTULO IV

### RESULTADOS OBTENIDOS Y ANÁLISIS DE COSTOS DE LA MÁQUINA ... 87

4.1. Resultados obtenidos .....	87
4.1.1. Proyección del mortero .....	88
4.2. Cronograma de actividades. ....	88
4.3. Análisis de costos de la máquina.....	89
4.4. Costos directos.....	89
4.5. Costos directos totales .....	95
4.6. Costos indirectos.....	95
4.7. Costo total de la máquina .....	96
4.8. Análisis financiero.....	96
4.8.1. Costos de mantenimiento .....	97
4.8.2. Costos de servicios básicos .....	98
4.8.3. Costo de depreciación de máquina.....	99
4.8.4. Costo de operario .....	99
4.8.5. Periodo de recuperación de la inversión .....	101
4.9. Trabajos futuros.....	105
4.9.1. Posibles mejoras en la proyección del mortero.....	105
4.9.2. Posible mejora en el rendimiento másico.....	106
CONCLUSIONES .....	107
RECOMENDACIONES .....	109
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	110

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Coeficientes para disminución de flujo (i).....	8
<b>Tabla 2.</b> Factor debido al diámetro de tornillo.....	9
<b>Tabla 3.</b> Factores del rodamiento o buje.....	10
<b>Tabla 4.</b> Factor de helicoidal $F_f$ .....	11
<b>Tabla 5.</b> Factor de paletas, $F_p$ .....	11
<b>Tabla 6</b> Materiales a granel (cemento).....	12
<b>Tabla 7</b> Agregados según su masa.....	19
<b>Tabla 8</b> Morteros para fabricar 1 m <sup>3</sup> de mezcla.....	20
<b>Tabla 9.</b> Tabla de comparación de alternativas.....	35
<b>Tabla 10</b> Consideraciones del factor de sobrecarga $F_o$ .....	46
<b>Tabla 11</b> Especificaciones de chumaceras de la marca Koyo para rodamientos de ¾ pulg. ..	78
<b>Tabla 12</b> Tabla de la carga equivalente radial de la marca Koyo.....	79
<b>Tabla 13</b> Tabla de interpolación para datos del rodamiento a usarse.....	80
<b>Tabla 14.</b> Resultado de las mediciones realizadas.....	87
<b>Tabla 15.</b> Costos de material eléctrico.....	89
<b>Tabla 16.</b> Costos de material neumático.....	90
<b>Tabla 17.</b> Costos del sistema motriz.....	91
<b>Tabla 18.</b> Costos de estructura metálica.....	92
<b>Tabla 19.</b> Costos varios.....	93
<b>Tabla 20.</b> Costo de máquina y mano de obra.....	94
<b>Tabla 21.</b> Costos directos totales.....	95
<b>Tabla 22.</b> Costos indirectos.....	95
<b>Tabla 23.</b> Costo total del prototipo.....	96
<b>Tabla 24.</b> Costos de mantenimiento.....	97
<b>Tabla 25.</b> Costo de operario.....	99
<b>Tabla 26</b> Comparativa de datos para realizar el periodo de recuperación de la inversión ....	104

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1</b> Importancia del revocado en malla y sin malla metálica, [3].	4
<b>Figura 2</b> Maquina revocadora y sus partes, [5].	4
<b>Figura 3</b> a) Bomba de tornillo, [7], b) Bomba peristáltica, [8], c) Compresor de aire, [9].	5
<b>Figura 4</b> Transportador de tornillo helicoidal o de Arquímedes y sus partes, [11].	6
<b>Figura 5.</b> Disipado del mortero en la pared de forma horizontal, [17].	17
<b>Figura 6</b> a) Boquilla empleada para dispersión horizontal, [18], b) Forma de dispersión con un ángulo de 0 a 120° en la boquilla, [18].	17
<b>Figura 7</b> Molde de ensayo de asentamiento y sus equipos necesarios para realizar la prueba, [30].	21
<b>Figura 8</b> Vista de corte de una pared, [32].	22
<b>Figura 9</b> Ejemplificación de superficies, a) Superficie reparada, [33] b) Superficie sin reparar, [34].	22
<b>Figura 10</b> Tipos de compresores, [35].	25
<b>Figura 11</b> Transportador sinfín, [38].	27
<b>Figura 12.</b> Esquema de alternativas del prototipo.	31
<b>Figura 13</b> Imágenes ilustrativas de los elementos a usarse para la alternativa 1, a) Tolva [42], b) Bomba peristáltica [8], c) Tornillo sinfín [43], d) Pistola pulverizadora [44].	32
<b>Figura 14</b> Imágenes ilustrativas de los elementos a usarse para la alternativa 2, a) Tolva [42], b) Tornillo sinfín [43], c) Pistola pulverizadora [44].	33
<b>Figura 15</b> Imágenes ilustrativas de los elementos a usarse para la alternativa 2, a) Tolva [42], b) Tornillo sinfín flexible [45] , c) Pistola pulverizadora [44].	34
<b>Figura 16</b> Bosquejo de la máquina a realizarse en el programa SolidWorks.	36
<b>Figura 17</b> Modelo de tolva realizado en el programa SolidWorks.	37
<b>Figura 18.</b> Diámetro hidráulico para distintas geometrías, [41].	38
<b>Figura 19</b> Presiones actuantes en el interior de la tolva, [41].	38
<b>Figura 20</b> Fuerzas actuantes en plano inclinado de la tolva, [41].	40
<b>Figura 21</b> a) Ilustración del tornillo transportador, [11], b) Ilustración del flujo másico a desplazar, [13].	42
<b>Figura 22</b> Ilustración demostrativa del ingreso del fluido al tornillo transportador desde la parte inferior de la tolva, [49].	43
<b>Figura 23.</b> Transportador helicoidal estándar, [12].	43

<b>Figura 24</b> Gráfica del factor de sobrecarga $F_o$ , [11].	47
<b>Figura 25</b> Curva de presión de la máquina.	48
<b>Figura 26</b> Fuerzas actuantes en la hélice del tornillo transportador.	51
<b>Figura 27</b> Fuerzas actuantes en la hélice desdoblada del tornillo transportador.	52
<b>Figura 28</b> Diagrama de fuerzas actuantes en la hélice del tornillo transportador.	53
<b>Figura 29</b> Método de superposición en la hélice.	54
<b>Figura 30</b> Fuerzas actuantes en el tornillo.	55
<b>Figura 31</b> Diagrama de cuerpo libre del tornillo.	56
<b>Figura 32</b> Superposición del tramo a-b.	56
<b>Figura 33</b> Superposición del tramo b-c.	57
<b>Figura 34</b> Superposición del tramo c-d.	57
<b>Figura 35</b> Superposición del tramo d-e.	58
<b>Figura 36</b> Diagrama cortante del tornillo en N.	58
<b>Figura 37</b> Diagrama de momento del tornillo en N·m.	59
<b>Figura 38</b> Esquematación de fuerzas actuantes a) En el sistema de transmisión. b) En la rueda dentada del tornillo.	59
<b>Figura 39</b> Diagrama de cuerpo libre de la sección de transmisión en el plano XY.	62
<b>Figura 40</b> Diagrama de corte y momento en el plano XY de la sección de transmisión.	63
<b>Figura 41</b> Diagrama de cuerpo libre de la sección de transmisión en el plano XZ.	63
<b>Figura 42</b> Diagrama de corte y momento en el plano XZ de la sección de transmisión.	64
<b>Figura 43</b> Esquematación de la tensión a) Vista superior, b) Vista frontal. Con respecto al motor.	69
<b>Figura 44</b> Diagrama de cuerpo libre a) Peso del tornillo cargado, b) Cargas sobre cámara del tornillo.	69
<b>Figura 45</b> Esquema de la disposición de las cargas soportadas por la estructura.	70
<b>Figura 46</b> Esquema de las cargas aplicadas sobre a) Los traveses a y b (apoyo del compresor), b) La trabe d (apoyo del motor), c) En las vigas J y M.	70
<b>Figura 47</b> Esquema de las cargas aplicadas sobre las traveses h e i.	72
<b>Figura 48</b> Diagrama de cuerpo libre aplicado en la viga O.	72
<b>Figura 49</b> Diagrama de cuerpo libre aplicado en la viga N.	73
<b>Figura 50</b> Diagrama cortante y momento de la viga O.	73
<b>Figura 51</b> Diagrama cortante y momento de la viga N.	74

<b>Figura 52</b> Diagrama de cuerpo libre aplicado sobre la columna crítica Elemento $h0 - h1$ (Ver elemento8 en el plano ESTRUCTURA).....	74
<b>Figura 53</b> Esquematización de viga simple con carga puntual en cualquier punto CASO 8 manual AISC 9na ed. [53].....	76
<b>Figura 54</b> Propiedades físicas del perfil empleado en la estructura obtenido del programa Autodesk AutoCAD. ....	77
<b>Figura 55.</b> Cronograma de actividades.....	88

## RESUMEN

El actual proyecto está enfocado en la construcción y diseño de un prototipo de máquina revocadora de mortero con capacidad de 15 m<sup>2</sup>/h aplicado en obras civiles. Con el objetivo de reducir los costos de obras y la fatiga experimentada por el obrero al momento de revocar el mortero en superficies planas como los muros, facilitando los procesos de construcción y planificación de proyectos.

El prototipo está compuesto por tres componentes: Almacenamiento, bombeo y transporte. Aclarando que, en el bombeo, se desarrolla comúnmente mediante el empleo una bomba de gusano o peristáltica. Se ha optado por un mecanismo de transporte e impulso para lograr el revocado de paredes conformado por un tornillo de Arquímedes y de empuje por aire comprimido, logrando un revoque uniforme.

Optimizando así el proceso de construcción de obras civiles, con el fin de reducir tiempos muertos, logrando al mismo tiempo una mejora de la competitividad en relación con el método manual, estandarización y control de materiales y procesos, como también una modernización en este proceso, tal como poseen países tecnológicamente más avanzados.

Con la construcción del prototipo de maquina revocadora de mortero se han obtenido un diseño optimizado de tornillo transportador e impulso del mortero, resultados satisfactorios en cuanto al rendimiento másico, una técnica de revoque muy útil en esquinas y zonas de difícil acceso adicionando a esto un flujo de mortero de tipo chorro.

**Palabras clave:** Máquina revocadora, mortero, peristáltica, tornillo transportador.

## ABSTRACT

This project is focusing on the design and construction of a mortar plastering machine prototype with a capacity of 15 m<sup>2</sup>/h that used in civil works. The objective is to reduce the construction costs and the fatigue experienced by the worker that caused by plastering mortar on flat surfaces such as walls, making easier the construction and project planning processes.

There are three components of prototype: hopper, pumping and transport. It should be noted that pumping is commonly carry out by screw or peristaltic pump. We have opted for a transport and impulse mechanism to achieve the plastering of walls made up of an Archimedes screw and compressed air thrust to achieve a uniform plastering.

Optimizing the construction process of civil works, reducing downtime, while improving the competitiveness versus manual method, standardize processes and control of materials, as well as a modernization in this process, similar to technologically advanced countries.

With prototype of the mortar plastering machine, it has gotten the best design of the conveyor screw and mortar impulse, reach to satisfactory results in terms of mass performance, a very useful plastering technique in corners and areas of difficult access, adding to this a mortar jet type flow.

**Keys words:** Plastering machine, mortar, peristaltic, screw conveyor.

## INTRODUCCIÓN

El revoque es una o varias capas de mortero que se colocan sobre superficies de muros, techos u otras, para así dar mayor resistencia y estabilidad a elementos de mampostería. Los revoques de cualquier tipo tienen como objetivo lograr paredes más uniformes, esto se lo realiza en superficies generalmente planas como bloques de cemento entre otros.

Las formas más utilizadas para llevar a cabo el revoque en una pared o revestimiento exterior de esta son mediante el uso de espátula o del empleo de maquinarias específicas.

En el trabajo a continuación descrito, se plantea realizar este proceso empleando o haciendo uso de la máquina revocadora, para así realizarlo de una manera más sencilla y continua. Esta máquina es utilizada en las obras de construcción tanto a gran escala como también en uso residencial, debido a que permite mejorar el tiempo de finalización de la obra en cuanto a la revocada o acabados de paredes. La ventaja de este tipo de máquinas radica en su capacidad de transportar la mezcla de mortero a grandes distancias, además de su expulsión con la ayuda de aire comprimido, otorga la facilidad de revocar en zonas de difícil acceso como zonas altas o distanciadas de la pared, esquinas o rincones, etc.

Por lo general todas las máquinas revocadoras pueden llenarse de la mezcla en una tolva, la cual usa mecanismos especiales para su transporte como bandas o de forma manual. Esta mezcla que llega a la tolva es transportada mediante un tornillo sinfín hasta una boquilla de salida, la cual se complementa con un flujo de aire comprimido que permite que esta salga proyectada a una velocidad y distancia determinada.

La velocidad del aire depende del compresor y de una válvula acoplada a la manguera, la cual ayudará a que la mezcla salga a mayor o menor distancia según se requiera.

Una de las bondades de la implementación del tornillo sinfín es sin duda su capacidad para desplazar elementos sólidos o semisólidos, ejerciendo una presión de salida en la boquilla por lo que es utilizado también en mecanismos de extrusores al desplazar el material que pasan por este en forma de empuje.

## **PROBLEMA**

En la industria de la construcción se requiere de mucho tiempo para llevar a cabo el proceso de revocamiento de paredes, el tiempo de revocado llevado a cabo de manera manual varía dependiendo del área a tratarse, a manera de ejemplo se puede mencionar que el tiempo estándar de un revocado de una pared de 15 m<sup>2</sup> varía entre 3 a 4 horas, lo que se traduce en mayor tiempo de trabajo o mano de obra civil y por lo tanto, puede representarse en un elevado gasto económico tanto al contratar mano de obra civil como al aplazar los tiempos de entrega, que generalmente se presentan en las obras de construcción donde estén involucrados paredes de concreto.

Otro problema que surge debido a la fatiga experimentada por el operario se origina en el proceso de recolección de la mezcla de un recipiente y colocarla en la pared a trabajarse; se torna en una labor monótona y que a su vez ocasiona agotamiento para este, por lo que no garantizará que el proceso se lo realice de forma uniforme y constante.

Una revocadora de mortero permitirá al operario enlucir las paredes en un menor tiempo a comparación del método manual, por lo que el tiempo de contratación de los obreros disminuiría considerablemente, y los beneficios que otorgaría en la planificación de proyectos llevaría a ofertas más atractivas dirigidas al mercado de la construcción.

Aparte de lo anteriormente mencionado, el esfuerzo humano disminuye notablemente ya que el obrero evita movimientos repetitivos y monótonos durante el revoque de la pared, por lo cual un revoque con máquina permitirá al obrero alcanzar puntos difíciles de revocar en un método manual y el espesor del revoque puede ser controlado de manera más exacta debido a que se tiene un flujo constante de deposición del concreto en la pared, otorgando fluidez en el trabajo, uniformidad, y garantizando buenas prácticas manufactureras.

El prototipo ha sido construido y probado en Tumbaco-Quito-Ecuador, en el taller de metalmecánica "METIND" en un periodo de construcción de 3 meses, los datos de tiempo de ejecución manual se tomaron de construcciones civiles aledañas a la parroquia de Tumbaco.

## **OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir un prototipo de máquina revocadora de mortero con capacidad de 15 m<sup>2</sup>/h aplicado en obras civiles para reducir el tiempo de revocado convencional.

## **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Identificar las necesidades actuales y los parámetros del revocado por máquina para obras civiles en Ecuador.
- Proponer alternativas de diseño para una máquina revocadora en base a la opción más eficiente.
- Diseñar los componentes a utilizarse en la máquina revocadora.
- Validar el funcionamiento del prototipo de máquina revocadora.
- Analizar viabilidad económica de la máquina revocadora neumática en base a indicadores financieros de desempeño y rentabilidad.

## CAPÍTULO I

### SITUACIÓN ACTUAL DEL PROCESO DE REVOCACIÓN EN LA CONSTRUCCIÓN CIVIL ECUATORIANA.

#### 1.1.El proceso de revocar en el Ecuador.

En las obras civiles de construcción de muros se utiliza mucho el término de revoque para indicar un agregado de capa de cemento, barro, mortero o cal; un buen revocado es uniforme en toda la superficie de la pared y por lo general se prefiere revoques con mortero de cemento o también con mortero bastardo en lugares húmedos [1].

En el Ecuador el acabado que requiere una pared se da mediante un rejuntado y revocado según el INEN “Instituto ecuatoriano de normalización” con la normativa CPE INEN 5 [2], la cual menciona que este se debe raspar a una profundidad de 1 cm para posteriormente revocar, en cuanto, en el revocado las juntas deben tener una profundidad de 1.5 cm y posteriormente se le pueda dar el acabado requerido.

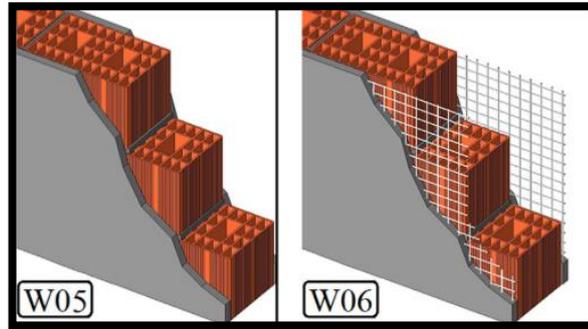
La composición de la mezcla para revocar son varias, sin embargo, la dosificación mínima que se debe cumplir para esta mezcla es una unidad de cemento por cada tres o cuatro unidades de arena, con esto se obtiene una resistencia mínima a la compresión del mortero de  $f'_{cr} = 7.5$  MPa.

#### 1.1.1. Importancia del revocado

Además de que el revocado es un proceso previo al acabado de una pared y que de él depende la estética final de la obra, se debe tener en cuenta que un buen revocado conduce a evitar grietas en la capa revocada. Existen diversas aplicaciones con revocado, pero una de las que más llama la atención es el revocado con malla. En un artículo de investigación de Arslan y Pul [3]. El cual concluye que el revocado sobre una superficie con malla mejora significativamente la capacidad de carga y que es representada con el nombre de W06 como se muestra en la Figura 1.

Cuando se usa mallas, se deben poner dos capas, la primera es una capa más fluida para adherencia sobre la malla, y la última es una capa seca utilizada en el acabado, como lo indica Egziabher y Edwards [4].

Por ende, se establece que no solamente es un factor de estética, sino que su aplicación puede ser importante para la resistencia de las paredes o la estructura que se pretenda revocar.

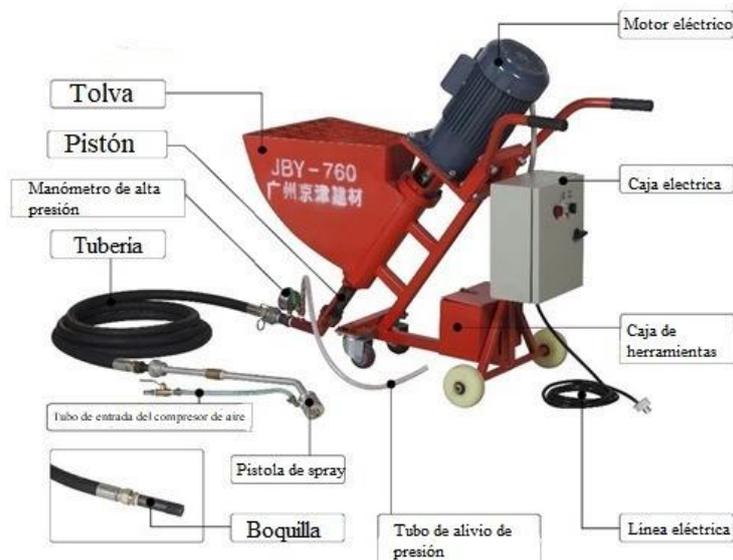


**Figura 1** Importancia del revocado en malla y sin malla metálica, [3].

## 1.2. La máquina revocadora.

Existen muchas variedades de máquinas revocadoras tal como se muestra en la Figura 2, sin embargo, una máquina revocadora comúnmente se compone de 3 partes:

- a) Almacenamiento
- b) Bombeado
- c) Transporte



**Figura 2** Máquina revocadora y sus partes, [5].

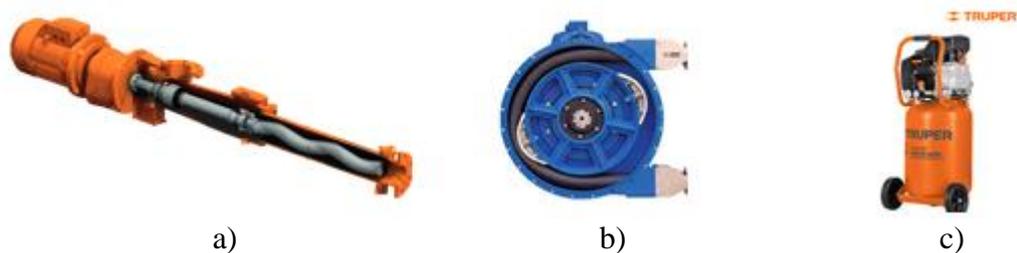
### 1.2.1. Almacenamiento

Por lo general el almacenamiento de las máquinas revocadoras suelen ser tolvas cuadradas de la capacidad que se requiera y en la cual se almacena la mezcla a revocar,

es importante notificar al lector que a las tolvas se añade un 20% de volumen adicional para evitar sobre relleno en la tolva, porcentaje sugerido por Mejía y Cando [6].

### 1.2.2. Bombeado

En las máquinas revocadoras es común ocupar una bomba de tornillo con forma de gusano como se muestra en Figura 3a, o mediante una bomba peristáltica, mostrado en la Figura 3b. Sin embargo, también existen revocadoras con otro proceso semejante al bombeo, como un empuje por un sistema de aire comprimido el cual se observa en la Figura 3c. La impulsión mediante aire comprimido reduce significativamente las partes móviles de la máquina y por ende reduce el desgaste de las piezas.



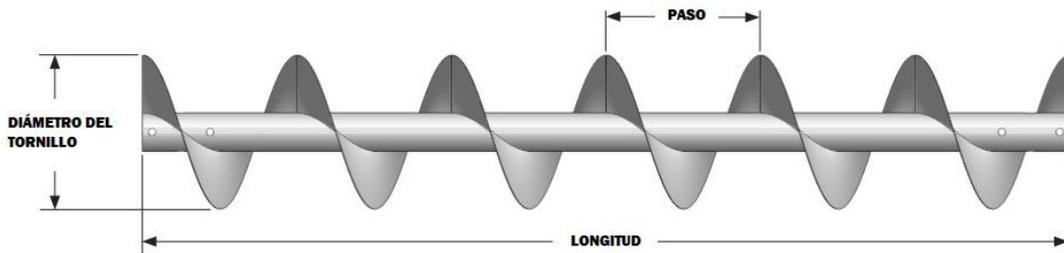
**Figura 3** a) Bomba de tornillo, [7], b) Bomba peristáltica, [8], c) Compresor de aire, [9]

### 1.2.3. Transporte

Existen diferentes maneras de transportar un fluido muy viscoso como el concreto, hoy en día una de las maneras empleadas para los diferentes líquidos o sólidos son mediante los tornillos helicoidales, tornillo transportador, o tornillo Sin-Fin.

El tornillo helicoidal o de Arquímedes descrito por Orellana Osorio [10], es un mecanismo que consta de una hoja rectangular en forma de tornillo o espiral envuelta en un cilindro, el funcionamiento se basa en el principio de Arquímedes, que dentro de un tubo el tornillo gira o rota sobre un eje fijo provocando un deslizamiento del material en contacto con la espiral. El caudal depende de la velocidad o las RPM que gira en el mismo, el diámetro interior y exterior de este y también del paso de la helicoidal. Se puede utilizar un tornillo sinfín flexible como transportador dentro de un tubo o manguera o una bomba de fluido para el transporte de la mezcla hacia la salida.

En la Figura 4 se muestra las partes esenciales de un tornillo transportador.



**Figura 4** Transportador de tornillo helicoidal o de Arquímedes y sus partes, [11].

### **Paso**

Se refiere a la distancia entre cada espira del tornillo en una revolución.

### **Diámetro del tornillo**

Es el diámetro exterior del helicoidal.

### **Longitud**

La distancia existente el principio y final de la helicoidal, esta dimensión también es utilizada para calcular el número de hélices que se necesita en el tornillo.

### **Capacidad del transportador**

El caudal necesario al momento de transportar desde la entrada hacia la salida se expresa comúnmente en toneladas por hora, para este proyecto se ha considerado un tornillo de una entrada y salida. Para conocer la capacidad que el tornillo puede ofrecer, se calcula el área de llenado ( $S$ ) para el material a trabajar con la ecuación (1), descrita por Orellana Osorio [10].

$$S = \lambda \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} [m^2] \quad (1)$$

Donde:

$S$ : Área de llenado del transportador en  $m^2$ .

$D$ : Diámetro interior del tubo en m.

$\lambda$ : Factor de la sección rellena.

Se debe tener en cuenta el coeficiente de relleno  $\lambda$  el cual se encuentra entre el 30%, tal como sugieren los catálogos de fabricantes para el mortero, mismo que se incluirá un factor de diseño de  $\pm 2.5$ , debido a que este tornillo no actuará puramente como transportador, además, está sometido a presión neumática que ayuda al desplazamiento del mortero a través de la manguera. El motivo por el cual no se asume un factor del 100%, se relaciona a factores de amontonamiento del material.

También se debe calcular la velocidad con la cual el tornillo transporta el material desde la entrada hacia la salida, esta velocidad depende también del paso del tornillo, con lo cual se usará la ecuación (2), descrita por Orellana Osorio [10].

$$V = \frac{p \cdot n}{60} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (2)$$

Donde:

$V$ : Velocidad de transporte del material.

$p$ : Paso del tornillo en m.

$n$ : Revoluciones del eje en rpm.

Para obtener la velocidad de transporte del material, hay que partir de la ecuación de la continuidad.

Seguidamente se puede calcular el valor del flujo másico con la ecuación (3):

$$\begin{aligned} \dot{m} &= Q \cdot \rho \cdot i \\ \dot{m} &= 3600 \cdot S \cdot V \cdot \rho \cdot i \left[ \frac{ton}{h} \right] \end{aligned} \quad (3)$$

Donde:

$Q$ : Caudal

$\dot{m}$ : Flujo másico transporte en ton/h.

$S$ : Área de llenado del transportador en  $m^2$ .

$V$ : Velocidad de transporte del material.

$\rho$ : Densidad del material a transportar en  $\text{ton}\cdot\text{m}^{-3}$ .

$i$ : Factor de reducción del flujo debido a inclinación.

En la Tabla 1 se muestra diferentes coeficientes de disminución de flujo ( $i$ ) dependiendo el ángulo de inclinación.

**Tabla 1.** Coeficientes para disminución de flujo ( $i$ ).

Inclinación del tornillo en grados.	0 °	5 °	10 °	15 °	20 °	25 °	30 °	35 °
Coefficiente de disminución de flujo ( $i$ )	1	0.9	0.8	0.7	0.65	0.42	0.3	0.2

Coefficiente de reducción de flujo en función del ángulo, Fuente: Orellana Osorio [10].

### **Potencia total de accionamiento.**

La potencia para accionar un tornillo transportador consta de diferentes potencias involucradas, por lo tanto, la potencia descrita por Orellana Osorio [10]. Se realiza mediante la siguiente ecuación:

$$P_T = (P_{fr} + P_m + P_i) \cdot 745.7 [W] \quad (4)$$

Donde las potencias son de:

$P_T$ : Accionamiento total en Watt.

$P_{fr}$ : Accionamiento en vacío en Hp.

$P_m$ : Desplazamiento de material en Hp.

$P_i$ : Un transportador con inclinación en Hp.

### Potencia de accionamiento en vacío.

A continuación, se describe la ecuación (5) dada por los fabricantes Cedar Rapids y Thomas conveyor company para determinar la potencia de accionamiento en vacío [11], [12]:

$$P_{fr} = \frac{L \cdot n \cdot F_b \cdot F_d}{1 \times 10^6} [Hp] \quad (5)$$

Donde:

$L$ : Longitud del tornillo en pies.

$n$ : Velocidad de operación del tornillo en rpm.

$F_b$ : Factor de rodamiento o buje.

$F_d$ : Factor del diámetro del tornillo.

Los factores  $F_d$  y  $F_b$ , se encuentran tabulados en la Tabla 2 y Tabla 3 respectivamente, para el factor de diámetro, se opta por el menor de los valores (diámetro 4 pulgadas) sugeridos por los fabricantes al ser obtenidos de forma experimental por estos, de ser necesario, extrapolar datos para un cálculo preciso; y para el factor de buje descritos en la Tabla 3, se selecciona por rodamiento de bolas, al ser el más comercial y resistente a agentes contaminantes externos.

**Tabla 2.** Factor debido al diámetro de tornillo.

Factor del diámetro del tornillo, $F_d$ .	
Diámetro del tornillo (Pulgadas)	Factor $F_d$
4	12
6	18
9	31
10	37

12	55
30	300

Fuente: Orellana Osorio [10].

**Tabla 3.** Factores del rodamiento o buje.

Tipo de buje		Factor del buje para colgante $F_b$
B	Cojinete de bolas	1.0
S	Bronce Grafitado, impregnado en Aceite, Madera impregnado en aceite	2.0
H	Superficie dura.	4.4

Fuente: Orellana Osorio [10].

### Potencia de desplazamiento del material.

Se refiere a la potencia que el tornillo requerirá para mover o desplazar un material al rotar sobre su eje y empujar con la hélice dicho material, se puede calcular empleando las ecuaciones de los fabricantes Cedar Rapids [11]. y THOMAS CONVEYOR COMPANY [12]. de la siguiente manera:

$$P_m = \frac{Q \cdot L \cdot \rho \cdot F_f \cdot F_m \cdot F_p}{1 \times 10^6} [Hp] \quad (6)$$

Donde:

$Q$ : Caudal del transportador en  $\text{ft}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ .

$L$ : Longitud del tornillo en ft.

$\rho$ : Peso específico en  $\text{lb} \cdot \text{ft}^{-3}$ .

$F_f$ : Factor de hélice, ver Tabla 4.

$F_m$ : Factor del material.

$F_p$ : Factor de paletas, ver Tabla 5.

**Tabla 4.** Factor de helicoidal  $F_f$

Tipo de helicoidal	$F_f$ , Factor de porcentaje de carga del tornillo			
	15%	30%	45%	95%
Estándar	1.0	1.0	1.0	1.0
Con corte	1.1	1.15	1.2	1.3
Con corte y doblés	N. R	1.5	1.7	2.2
Helicoidal con listón	1.05	1.14	1.20	---

Fuente: Orellana Osorio [10].

**Tabla 5.** Factor de paletas,  $F_p$ .

Factor de paletas estándar por paso, $F_p$					
Cantidad de paletas en un paso	0	1	2	3	4
Factor de paleta $F_p$	1	1.29	1.58	1.87	2.16

Fuente: Orellana Osorio [10].

Varios fabricantes certificados por la CEMA (Asociación de fabricantes de equipos transportadores por sus siglas en inglés), han determinado ciertas características para el transporte de materiales, para el cual, en la Tabla 6, se muestran los valores establecidos para el mortero.

**Tabla 6** Materiales a granel (cemento).

MATERIAL	Peso específico (lb·ft <sup>-3</sup> )	Código del material	Selección del cojinete	Serie de Componentes	Factor de Materia $F_m$	Carga de Artesa
Mortero	133	(B6-35Q)	H	3	3	30-A

Tabla 1-2 Características de los materiales, Fuente: THOMAS CONVEYOR COMPANY [12].

El factor de material  $F_m$  involucra la resistencia del material que ejerce al ser transportado por un tornillo sinfín debido a su fricción tal como describe el manual de la compañía Conveying Knowledge Workmanship Solutions [13].

#### **Potencia para un transportador inclinado:**

Este apartado solamente es aplicable en el caso de que un transportador opere sobre un plano inclinado.

Orellana Osorio [10], sugiere emplear la ecuación (7), para determinar esta potencia.

$$P_{in} = \frac{Q \cdot \rho \cdot H}{2 \times 10^6} [Hp] \quad (7)$$

Donde:

$Q$ : Caudal del transportador en ft<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup>.

$\rho$ : Peso específico en lb·ft<sup>3</sup>.

$H$ : Altura en ft.

Finalmente, con la ecuación (8) descrita por Orellana Osorio [10]. Se obtiene el torque que producirá el motor, necesario para el proceso de transporte.

$$T = \frac{P_u}{2\pi \cdot \frac{n}{60}} [Nm] \quad (8)$$

Donde:

$T$ : Torque producido en Newton por metro.

$n$ : Velocidad angular del eje en rpm.

$P_u$ : Potencia total.

#### 1.2.4. Impulso neumático

Para llevar a cabo la impulsión de la mezcla de manera eficiente, se requiere de un empuje de tipo neumático provocado por la presión en su interior, para que, de esta manera, pueda adherirse con fuerza a la superficie a revocar, por ende, es de interés conocer las especificaciones de consumo de aire y tamaño del tanque acumulador del sistema neumático, para de esta forma, poder dimensionar el equipo a emplear.

A continuación, se dimensionará el consumo de aire y la capacidad del tanque que poseerá la máquina a elaborarse en este trabajo para el proceso de revocado.

#### Consumo de aire

En el trabajo realizado por Chérrez [14], se empleará la siguiente fórmula, considerando que el compresor trabajará mayoritariamente en la ciudad de Quito, donde factores como la presión debido a la altura y aspectos climáticos aclarando que la presión a 2850 msnm es de 0.719 bar, los resultados se basarán en los obtenidos dentro de la zona donde se realizará el presente trabajo de investigación.

El flujo de aire se empleará para una boquilla de desfogue con un diámetro equivalente entre el 30 y 55 % de apertura de la válvula de 0.25 pulgadas de paso y se determinará en la ecuación (9) descrita a continuación.

$$\dot{Q} = \mu \cdot \left( \frac{P_a}{P_o} \right) \cdot A \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \left( \frac{2 \cdot R \cdot T_a \cdot k}{k+1} \right)^{0.5} \quad (9)$$

Donde:

$\dot{Q}$ =Flujo de aire de la boquilla

$P_a$ = Presión en la boquilla

$P_o$ =Presión exterior o del sitio en bar

$A$ =Área del orificio de la boquilla

$R$ =Constante del gas aire

$k$ =Constante isentrópica del aire

$T_a$ =Temperatura en el interior del tanque

$\mu$ = Coeficiente de descarga.

Mencionándose que el coeficiente de descarga para la boquilla posee el valor de 0.9 descrito por Chérrez [14].

Obtenido este valor del consumo, se procede a realizar el cálculo de volumen corregido por altitud mediante la ecuación (10), descrita por Chérrez [14].

$$\dot{Q}_{corr} = \frac{\dot{Q}}{\frac{P_o}{P} \cdot \sqrt{\frac{T}{T_o}}} \quad (10)$$

Donde:

$\dot{Q}_{corr}$ =Flujo de aire corregido

$P$ = Presión absoluta

$T$ =Temperatura en condiciones a nivel del mar

$P_o$ = Presión absoluta del lugar

$T_o$ = Temperatura del lugar

Obtenido el flujo de aire demandado por la boquilla neumática, se establece que este es el flujo ideal de aire demandado, por ende, se debe determinar la siguiente proporcionalidad para conocer el flujo real mediante la ecuación (11) descrita por Chérrez [14].

$$\dot{Q}_T = \frac{\dot{Q}_{corr}}{\eta_v} \quad (11)$$

Donde  $\eta_v$  es el rendimiento volumétrico presentado en la ecuación (12), conformado por el producto de factores como el factor de succión  $k_s$ , el coeficiente de pérdidas en la válvula de succión  $k_p$ , el cual se tomará el valor de 0.97, el coeficiente de calentamiento del gas  $k_{te}$  y el coeficiente de hermeticidad  $k_h$ , asumido el valor de 0.98, tal como se describe en el trabajo de Chérrez [14].

$$\eta_v = k_s \cdot k_p \cdot k_{Te} \cdot k_h \quad (12)$$

El coeficiente de succión surge debido al coeficiente de holgura ( $\varepsilon$ ) presente, el cual es de 0.12 debido a la selección de compresores con válvula en el cabezote y la relación de compresión en la etapa ( $\varphi$ ), y está dado por la ecuación (13) descrita por Chérrez [14].

$$k_s = 1 - \varepsilon \cdot \left[ (\varphi)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (13)$$

El coeficiente de calentamiento para el gas surge por la convección existente en las paredes de la fase de succión y del cilindro, está dada por la siguiente ecuación, la cual se relaciona con la compresión anteriormente mencionada

$$k_{Te} = 1 - 0.025 \cdot (\varphi - 1) \quad (14)$$

El coeficiente por hermeticidad se considera a causa de las fugas presentes en el sistema, las cuales afectan en la eficiencia volumétrica de la capacidad del compresor o por fugas parásitas, finalmente el coeficiente de pérdidas en la válvula de succión influye en la capacidad del compresor debido a la resistencia presente en las válvulas.

### **Dimensionamiento del depósito**

La necesidad de un depósito surge a causa de evitar fatigas y daños permanentes al compresor, sin mencionar que este permite la uniformidad de salida del flujo de aire demandado al estabilizar la variación de presiones presentadas en la compresión del cilindro.

Se ha registrado un diferencial de presiones máxima de 2 bar en el manómetro del depósito entre las presiones de carga y descarga del compresor convencional, además de una frecuencia de carga y descarga del depósito de alrededor de 2 minutos 30 segundos (150 segundos), obtenida al cronometrar un compresor de forma experimental

El dimensionamiento del recinto está dado por la ecuación (15), proporcionada por Atlas Copco [15].

$$V_d = \frac{0.25 \cdot \dot{Q}_T \cdot T_a \cdot P_o}{f_{\max} \cdot \Delta P \cdot T_o} \quad (15)$$

Donde:

$f_{\max}$ = frecuencia carga y descarga del compresor.

### 1.2.5. Disipado

Para un correcto disipado de la mezcla se debe tener en cuenta factores como la velocidad de transporte de la mezcla que sale del “nozzle” o boquilla, la presión de aire inyectada, la velocidad de disparo que ofrece la boquilla y la distancia entre la superficie y la boquilla [16].

Lu et al. [16]. Estudiaron sobre los efectos de la distribución del concreto mediante un espray de una impresora de concreto 3D, donde se basan en dos etapas, una de sub-compactación y otra de sobre-compactación. En la etapa de Sobre-compactación, la densidad de la mezcla expulsada se mantenía constante y al aumentar la tasa de bombeo el espesor de pared incrementó proporcionalmente con el ancho. Como resultado de su investigación, han concluido que logró aproximar un modelo matemático para determinar el ancho y espesor de la deposición del material en una superficie obteniendo como error en ancho y espesor de 15.29 % y 9.92 % respectivamente.

Existe una gran variedad de boquillas que presentan diferentes formas de disipado para cada necesidad, la que más se usa en una máquina revocadora es un disipado de forma lineal en el plano horizontal que se observa en la Figura 5, y que permita cubrir una gran parte de la pared con un movimiento hacia arriba y hacia abajo.



**Figura 5.** Disipado del mortero en la pared de forma horizontal, [17].

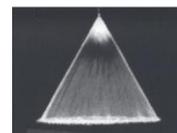
Para ello se utilizan boquillas cuyo objetivo sea cubrir la mayor parte posible horizontalmente con el propósito de que al dar pasadas con un movimiento ascendente y descendente se cubra una gran superficie de pared.

Los fabricantes de boquillas “BETE” cuentan con un diseño de boquilla que permite esta necesidad, la cual se presenta de manera ilustrativa en la siguiente Figura 6 y de la cual se realizará un diseño similar para el proceso de dispersión del mortero.

El ángulo de dispersión puede variar dependiendo del diámetro de la boquilla a utilizar, con un diámetro de 3/8 de pulgada hasta 2 pulgadas se tiene un ángulo de dispersión de 0 a 120°.



a)



b)

**Figura 6** a) Boquilla empleada para dispersión horizontal, [18], b) Forma de dispersión con un ángulo de 0 a 120° en la boquilla, [18].

## CAPÍTULO II

### ALTERNATIVAS Y CRITERIOS DE DISEÑO PARA REALIZAR LA MÁQUINA REVOCADORA NEUMÁTICA DE MORTERO.

#### 2.1. Requerimientos básicos para la mezcla de mortero

Basado en el principio de que las obras a revocar están conformadas por cemento PORTLAND tipo 1, utilizado para obras en general, sin embargo, para el revocado de paredes, es común encontrarse en obras de menor escala realizar el revoque con una mezcla de cemento tipo MORTERO, siendo el más empleado dentro del ámbito de la construcción ecuatoriana. Se debe destacar que este mortero deberá cumplir o en su defecto asemejarse con la normativa NTE INEN 152 [19]. G. Rivera López [20], define que la densidad del cemento oscila entre 2.90 y 3.20 g/cm<sup>3</sup>, el cual dependerá del material que se añade. Aclarando que la densidad de este no influenciará en la calidad de este. Cabe destacar que el cemento a usarse deberá cumplir con la normativa NTE INEN 156 [21], la cual indica que se deberá realizar un ensayo previo en el frasco LE CHATELIER y seguir los procedimientos establecidos en la normativa.

Una vez aclarado el tipo de mezcla con la cual la máquina trabajará, se define la mezcla de mortero a usarse. Es menester del lector tener presente la variedad de clasificación que se da al concreto, entre estas están:

- Según su densidad
- Según su tamaño
- Según textura superficial y forma
- Según las propiedades químicas del agregado

Se debe informar que el mortero usado en la máquina revocadora a diseñarse deberá cumplir con las exigencias o asemejarse con la normativa NTE INEN 1 763 [22], la cual deberá superar los ensayos de requisitos de calidad, cumplir con la consistencia establecida en la normativa NTE INEN 1855-1 [23], y la normativa NTE INEN 1855-2 [24]. La normativa NTE INEN 1579 [25], indica que la densidad del hormigón oscila entre 1850 y 2480 kg/m<sup>3</sup>. El cual según G. Rivera [20] caería en las categorías de

Hormigón o concreto armado de tipo ligero descrito en la Tabla 7, donde normalmente se encontrará en la categoría de hormigón ligero y normal.

**Tabla 7** Agregados según su masa.

Concreto	Masa aproximada Kg/m <sup>3</sup>	Masa del agregado kg /m <sup>3</sup>	Ejemplo de utilización	Agregado
Ultraligero	500 a 800		Concreto para aislamiento	Piedra pómez
Ligero	950 a 1350 <b>1450 a 1950</b>	480 a 1040	Rellenos y mampostería	Perlita
Normal	2250 a 2450	133 a 1600	Concreto estructural y no estructural	Agregado de río o triturado

Fuente: G. Rivero [20].

Una vez aclarado al lector sobre las características o propiedades necesarias para garantizar una mezcla de mortero de calidad, el cual cumple con las normativas de construcción ecuatoriana, a continuación, se mencionarán otros factores involucrados en el proceso de revoque de paredes.

### 2.1.1. Semejanzas entre la mezcla de hormigón y la de mortero

En el texto de “Guía práctica para el diseño de estructuras de hormigón armado” [26], sugiere que los requisitos mínimos para la mezcla de hormigón deben de adaptarse a la clase de exposición al cual estará expuesta la construcción durante su periodo de servicio. La “NEC” [27] en la tabla 3 y 4 de esta norma, detalla todas las clases y condiciones del hormigón; el actual trabajo no hondará en estas temáticas, ya que las mismas servirán para informar al lector sobre la situación especificada en las normas de construcción ecuatoriana.

La mezcla del hormigón variará según la aplicabilidad que se va a dar a la estructura, tal como se definió en el apartado anterior, sin embargo, para el mortero, se aclara que sus requerimientos son básicos.

L. Rivero [28], define las siguientes proporciones para realizar la mezcla de concreto, cantidades descritas en la Tabla 8 a continuación:

**Tabla 8** Morteros para fabricar 1 m<sup>3</sup> de mezcla.

Cemento y Arena			
Dosificación	Mortero (ton)	Arena (m <sup>3</sup> )	Agua (m <sup>3</sup> )
1 a 2	0.60	1.00	0.275
1 a 3	0.51	1.05	0.272
1 a 4	0.43	1.10	0.266
1 a 5	0.36	1.15	0.261
1 a 6	0.30	1.17	0.257

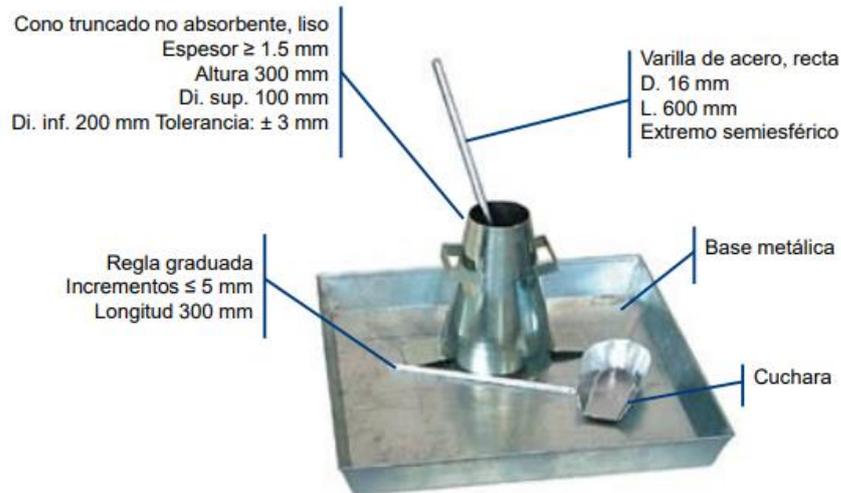
Fuente: L. Rivero. [28]

Para fabricar la lechada o mezcla agua- cemento, L Rivero menciona que la fluidez se ajusta con agua hasta obtener la consistencia requerida para el tipo de aplicación, en donde menciona que esta mezcla para una dosificación variable se dará con 900 kg de cemento y 700 litros de Agua [28].

### **Normativa NTE INEN 1 578**

La siguiente norma, establece que la metodología empleada para conocer el asentamiento presente en el hormigón tiene como propósito registrar la firmeza del hormigón en estado plástico, factor clave ya que dicha relación aplicada en el campo no permite apreciar la resistencia de este de forma clara [29]. Esta normativa aclara que, si el asentamiento es menor a 15 mm, puede no ser suficientemente plástico, por el contrario, si este posee un asentamiento mayor a 230 mm, es un indicativo que no posee suficientes elementos cohesivos.

Esta prueba de adhesión se deberá realizar dentro de un molde en forma de cono truncado mostrado en la Figura 7, la cual se compacta la mezcla con una varilla, y este cono estará asentado sobre una placa base, seguidamente medir la distancia vertical comprendida por la altura principal y la del centro de la superficie desplazada, a esta distancia se la conoce como asentamiento.



**Figura 7** Molde de ensayo de asentamiento y sus equipos necesarios para realizar la prueba, [30].

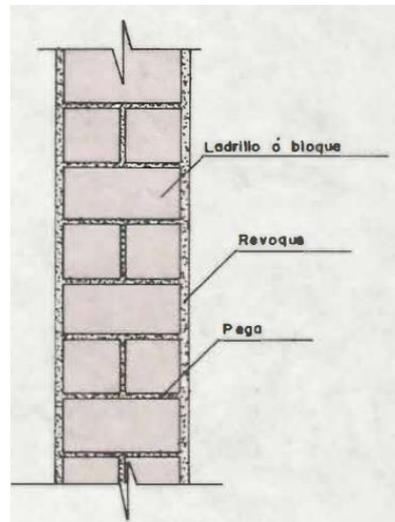
Es importante informar al lector que esta prueba de asentamiento determinará la capacidad de adhesión a la superficie a revocar, debido a que si el concreto saliente se escurre o no fluye con normalidad sobre la superficie aplicada, no dependerá de la máquina que se está diseñando en este trabajo, sino que la calidad, consistencia y composición de la mezcla no es la apropiada, pudiendo repercutir negativamente sobre los resultados obtenidos con el proceso de revocado realizado por la máquina tratada en este trabajo.

### **Revocado de paredes**

Una vez que se garantiza que el mortero asemeje sus propiedades y características con las normativas anteriormente mencionadas, es de suma importancia que el operador de la máquina a diseñarse debe previamente verificar y garantizar que el proveedor de la mezcla cumpla con la normativa NTE INEN 2 553 [31]. La cual indica en breves rasgos, el grado de adhesión hacia una superficie que tendrá la mezcla de mortero, en base a la capacidad de este de retener el agua (alrededor del 69% de retención de agua).

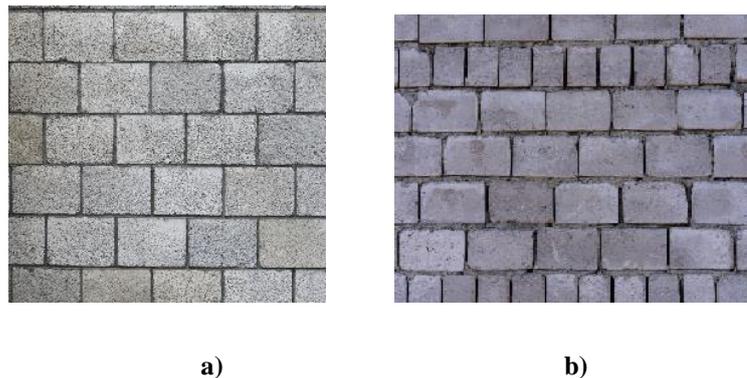
Sobre el espesor de la capa de revocado, no existe una normativa bien definida, ya que el espesor de este dependerá de la aplicación que se dará a la pared a revocar.

Generalmente el espesor del revocado en paredes oscila entre 7 y 15 mm de espesor, ilustrado de mejor manera en la Figura 8 y que se describe en el manual de construcción autogestionada del SENA (servicio nacional de aprendizaje) [32], o en su defecto, lo que sugiere la CPE INEN 5 [2].



**Figura 8** Vista de corte de una pared, [32].

Para proceder al revocado de la superficie, el operador deberá realiza una limpieza de la superficie, retirando sobrantes o realizando picaduras a aquellas superficies que requieran de este tratamiento asemejándose a la Figura 9a, con el fin de garantizar una superficie lo más homogénea y pareja posible.



**Figura 9** Ejemplificación de superficies, a) Superficie reparada, [33] b) Superficie sin reparar, [34].

Posteriormente, se deberá ubicar los puntos maestros, los cuales ayudarán a determinar el espesor del revoque.

El revocado de la pared se deberá realizar de forma similar al proceso manual, con la diferencia de que esta máquina evitará movimientos repetitivos del lanzado del

mortero, además de que la presión de salida del aire con mortero de la máquina, ayudará a cubrir de mejor manera imperfecciones en las superficies, las cuales, posteriormente deberán ser alisados con la regla mediante deslizamientos verticales para retirar el mortero sobrante, en donde si existiesen vacíos, se deberán rellenar de forma manual.

Finalmente, se deberá pulir la superficie revocada para poder facilitar los siguientes procesos de acabado que recibirá la superficie [32].

## **2.2. Requerimiento de aire y presión de salida**

Para poder dosificar la mezcla de hormigón o mortero hacia la superficie a tratar, no bastará únicamente con el flujo másico generado por el tornillo sinfín, ya que este ayudará únicamente a desplazar la mezcla hasta el punto de salida, pero, al tener presiones de salida muy bajas o despreciables, el sistema deberá complementarse con una ayuda de impulso neumático, la cual garantizará que la mezcla realizada previamente no sufra alteraciones considerables en cuanto a su calidad y composición, en donde esta combinación (aire + mortero) no se disuelven, y ayudará a cubrir de mejor manera superficies irregulares como picaduras o cavidades presentes en la misma.

### **2.2.1. Presión de salida del tanque de almacenamiento**

Al presentarse limitaciones en el sistema neumático en el campo de las presiones de salida, la máquina se restringirá a una salida de aire desde el compresor de 6 a 8 bares (600 a 800 kPa o 87 as 116 psi) descritas en la ficha técnica del fabricante TRUPER [9]. Además, estas características se pueden encontrar en base a la información otorgada por catálogos de compresores estándar. De requerirse presiones más altas, el coste del proyecto incrementaría notablemente, sin mencionar las necesidades de adecuación estructural, dimensiones y sistemas de alimentación requeridas por un sistema de aire comprimido diferente.

### **2.2.2. Capacidad del tanque**

La capacidad del tanque del compresor dependerá del tiempo a emplearse la máquina. Actualmente, los sistemas de compresión de aire ofrecen

Diferentes capacidades de almacenamiento de aire, las cuales se pueden encontrar desde 24 a 100 litros.

Para tener un criterio más definido al seleccionar el sistema de compresión más adecuado, se basará en factores de dimensiones del sistema neumático, peso, alimentación del sistema, facilidad de transporte y facilidad de operación que tendrá este sistema en conjunto con la máquina a diseñarse.

En cuanto a las dimensiones del sistema, es recomendable buscar un sistema compacto de aire, ya que esta al mismo tiempo reduciría considerablemente el peso de la máquina en conjunto, además de facilitar el transporte de esta en la logística, montaje y practicidad de transporte de esta en donde sea que la obra de construcción se realizará.

Para especificar la capacidad de litros de aire a usarse, se deberá realizar los cálculos pertinentes, los cuales, se mencionarán en el siguiente capítulo.

### **2.2.3. Suministro eléctrico**

La alimentación del sistema neumático es, en ocasiones, una de las principales complicaciones, tomando en cuenta de que, en la zona o sector de construcción, no disponga de una red eléctrica, e incluso, pueda perjudicar en el campo de trabajo de esta maquinaria (refiriéndose a la situación real de la construcción de infraestructuras) al obligar presupuestar el alquiler de sistemas de generación eléctrica en un proyecto de construcción. Factor que perjudicaría con el cumplimiento del objetivo de construcción de esta maquinaria.

Por esto y por muchos factores más que se pueden presentar en el campo, es óptimo seleccionar en base a la red de alimentación eléctrica que predomina en el país, es decir, la red de 110 V a 60 Hz.

### **2.2.4. Tipo de compresor**

Existen una variedad de compresores disponibles en el mercado, los compresores se clasifican según su forma de funcionamiento en desplazamiento positivo y dinámicos tal como se describe en la Figura 10.

En donde se descartará la opción de compresores dinámicos, al requerir de constante alimentación para la generación de flujo másico, y de los costes que involucran adquirir este tipo de compresores.

Se optará por compresores de desplazamiento positivo de tipo alternativo o de émbolo oscilante.

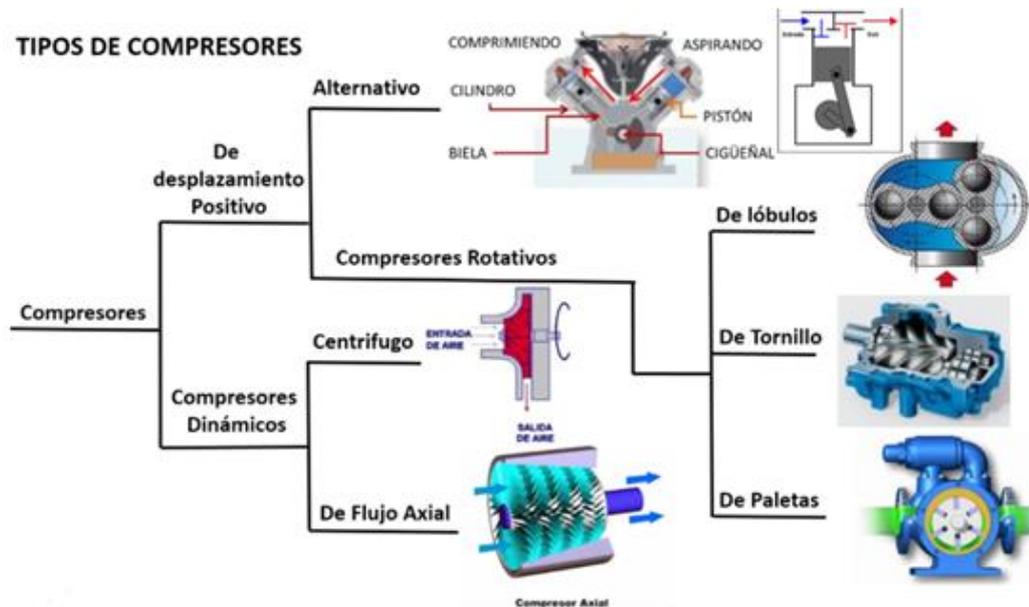


Figura 10 Tipos de compresores, [35].

El criterio tomado por este tipo de compresor se basa en:

- Es el sistema más económico en el mercado
- Periodo de mantenimientos prolongados
- Gran variedad y disponibilidad en el mercado
- Fácil reparación y mantenimiento

Se tomará en cuenta que este no es el sistema más efectivo, ya que es muy ruidoso, no es el más eficiente energéticamente y que puede contener un alto grado de contaminación de aceite en tuberías.

### Sistema de transmisión del compresor de pistón.

El compresor de pistón se subdivide en compresor de transmisión directa o por correa. La selección entre un sistema u otro dependerá de la cantidad de ruido al cual se limitará la máquina, la rentabilidad que cada sistema ofrece, la eficiencia energética y las posibilidades de manipular el volumen y presión del aire generado [36].

Considerando que esta máquina requerirá de un mantenimiento mínimo y por limitaciones de espacio de esta, se optará por un compresor de pistón con transmisión Directa, debido al grado de contaminación al cual estaría expuesto el sistema de transmisión por correa tanto por polvos, salpicadura de cemento entre otros.

### **2.3. Sistema de impulso del mortero**

Como se explicó en el capítulo anterior, el sistema de trasportación de concreto se lo realizará mediante el empleo de un tornillo sinfín o tornillo de Arquímedes. Es de conocimiento de los autores que existen alternativas de bombeo y transporte económicos, tal es el caso del empleo de una bomba peristáltica, la cual se ha rechazado, debido a que esta bomba presenta el inconveniente de bombeo intermitente y que el principal repuesto de este sistema de bombeo es una manguera, la cual no dispone el mercado nacional con grandes cantidades a disposición.

La ventaja de emplear el sistema con tornillo transportador ayuda a suministrar grandes caudales, no requiere de un mantenimiento frecuente y funciona para fluidos con alta viscosidad, mismo que requiere complementarse con un suministro de aire comprimido para el impulso y el flujo es discontinuo.

#### **2.3.1. Transportadores de tornillo sin eje**

Este tipo de transportadores ilustrados en la Figura 11, cumplen de manera similar la parte de bombeo y resultan más económicos para su fabricación gracias a la sustracción de un eje sólido,

Este tipo de tornillos son ideales para el transporte de materiales sólidos y pegajosos. Además, este diseño emplea menos piezas que los tornillos convencionales, reduciendo así el costo de mantenimiento de por vida, y al funcionar a bajas rpm, maximiza el volumen de material transportado, descrito por el fabricante THOMAS CONVEYOR COMPANY [12].

Este tipo de tornillos giran al igual que en los tornillos convencionales en tuberías rígidas, sus puntos de apoyo se dan solo en los extremos, o en casos especiales, solo tiene conexión con el motor.

Este tipo de tornillos ofrecen la ventaja de fácil montaje y desmontaje, además de una limpieza fácil, aparte que otorga la ventaja de ser un sistema silencioso y hermético al polvo [37], [38].



**Figura 11** Transportador sinfín, [38].

Otra opción de transportador tipo tornillo sin fin es el transportador helicoidal listón con poste o de tipo listón, el cual es también muy útil para transmitir materiales pegajosos o sustancias viscosas, en donde el material tiende a adherirse a la superficie de la aleta de la hélice y a la tubería contenedora. Pero este transportador, al igual que la mayoría de los transportadores, requiere de una cantidad considerable de elementos de sujeción y apoyo [12].

### **2.3.2. Tornillo sinfín flexible**

Este tipo de tornillos al igual que los tornillos transportadores sin eje, ofrecen las mismas ventajas en cuanto al transporte de materiales de granel seco, se diferencian en la capacidad de adaptarse a las tuberías en donde realiza el giro, como su nombre lo indica, estos pueden ser usados tanto en tuberías de nylon o PVC (policloruro de vinilo) como rígidas, su desventaja surge al momento de girar, la fricción que ocasiona en tuberías flexibles, ocasionando un cambio de tuberías periódicamente. Aparte de que los radios de curvatura deben ser superiores a 1 m para evitar fatigas en el tornillo, sin mencionar que los grados de inclinación de la tubería deberán no ser mayores a 45°, descritos por el fabricante argentino sinfines fas [39].

Estos tornillos ofrecen una alta resistencia a la torsión, y el material a elegir para el tornillo en ambos casos, deberá cumplir con las exigencias mecánicas que el material a transportar exige, como también su resistencia a agentes cáusticos como corrosión, hidróxidos, calcitas o aragonitos, descritos por Esparza Zúñiga et al.[40], ya que el material a bombear será cemento el cual al contacto con la piel causa quemaduras.

### **2.3.3. Tornillo sinfín estándar**

Por último, se tiene a disposición el tornillo común, el cual, para las necesidades a satisfacer, será fabricado mediante ensamble de soldadura para reducir costos de manufactura, la principal ventaja de este tornillo a comparación de los anteriormente mencionados se da en la mayor disponibilidad de información para la realización de cálculos.

### **2.3.4. Tolva**

La tolva por usarse se determinará en base a los cálculos pertinentes a realizarse en el siguiente capítulo, sin embargo, se mencionará que esta estará diseñada para cualquier tipo de tornillo, y que estará fabricada con materiales resistentes a la corrosión.

Esta tolva estará diseñada para una dosificación hacia un tornillo sinfín horizontal, la cual deberá determinarse entre una entrada apropiada para que el mortero se desplace correctamente sobre las paredes de la tolva y no existan pérdidas de material en las paredes de esta. Según Bayona Carvajal [41], se menciona que el ángulo apropiado para una tolva es de 70°.

### **2.3.5. Tubería**

La tubería de la máquina a usarse será de caucho, debido a su facilidad de montaje y transporte hacia las obras. Además, su practicidad de almacenamiento y disponibilidad en el mercado local ofrecen una significativa ventaja en cuanto a costos de fabricación y mantenimiento.

Un factor por considerarse será el diseño de la tubería, la cual explicará las dimensiones en el capítulo siguiente; también, se deberá respetar las consideraciones que el tornillo necesita en cuanto a curvaturas del sistema.

### **2.3.6. Máquina motriz**

El motor por emplearse se deberá determinar mediante la realización de cálculos, y al igual que en el caso del compresor, este deberá funcionar para un sistema monofásico de 110 V, considerando la disponibilidad del mercado local y el rango de potencias limitado que existe para el tipo de alimentación requerido.

Por temas de economización y de la necesidad de reducir la velocidad de giro del tornillo sinfín, la cual garantizará el funcionamiento óptimo del sistema de bombeo, se empleará una reductora, la cual se deberá satisfacer en base a los cálculos a realizarse en el capítulo siguiente las necesidades de la máquina.

### **2.3.7. Sistema de control de la maquinaria**

Por facilidad del operario, se optó por la incorporación de un tablero eléctrico, ya que facilita un control eficiente sobre todos los equipos que incorpora la máquina revocadora, además esta ofrece una interfaz más amigable con el operario al suprimir la acción de encendido constante de los dos equipos que requieren de fuente eléctrica y de la sustitución de dos conexiones por una unificadora.

Por las exigencias de esta máquina, el empleo de un control lógico programable (PLC por sus siglas en inglés) sería sobredimensionar la máquina, sin mencionar el incremento de costos que implicaría estos equipos, por ello, se optará por sistemas más simples como el uso de contactores y bobinas.

Un requerimiento independientemente del sistema de control a emplearse será la protección del tablero ante las condiciones de trabajo a las cuales estará expuesta, como es el polvo, humedad, lluvia y mal uso por parte del operario, motivo por el cual, la carcasa de esta deberá ser robusta y con la facilidad de intercambiar componentes defectuosos más susceptibles a daño como es el caso de interruptores o pulsadores.

En resumen, brindando un sistema de control mediante un tablero facilitará al usuario una manipulación más sencilla, y de uso intuitivo.

## **2.4. Materiales empleados**

Al tratarse de bombear un material que es abrasivo, además de corrosivo por el contenido de agua que presenta el concreto o mortero, se optará por aceros que posean la ventaja de facilidad de lavado y resistencia ante los agentes químicos mencionados anteriormente, además de considerar el precio de maquinabilidad de los componentes.

Actualmente, en el mercado nacional se tiene a disposición aceros Inoxidables ASTM A304, el acero para herramientas de conformado, corte y demás como los aceros K100 K110 y K460, además, el material a emplearse para la tolva y la tubería donde se introducirá el tornillo tendrá las mismas características en cuanto a la resistencia de los agentes químicos, por lo cual, se optaría por aceros ASTM A36 o de ser necesarios aceros de grado naval, y, en casos excepcionales, se aplicarán revestimientos como el empleo de pinturas para su respectiva protección, o en su defecto, materiales galvanizados.

En el sistema de ductos para el bombeo, se empleará tubería flexible o mangueras de superficie interior lisa, para reducir la fricción generada por el bombeo del concreto, que posean una gran resistencia a sustancias abrasivas y alta durabilidad ante la exposición de agentes ambientales (sol, lluvia, manipulación entre otros), tales como mangueras de caucho con envoltura textil sintética o trenzado de alambre metálico de alta tenacidad.

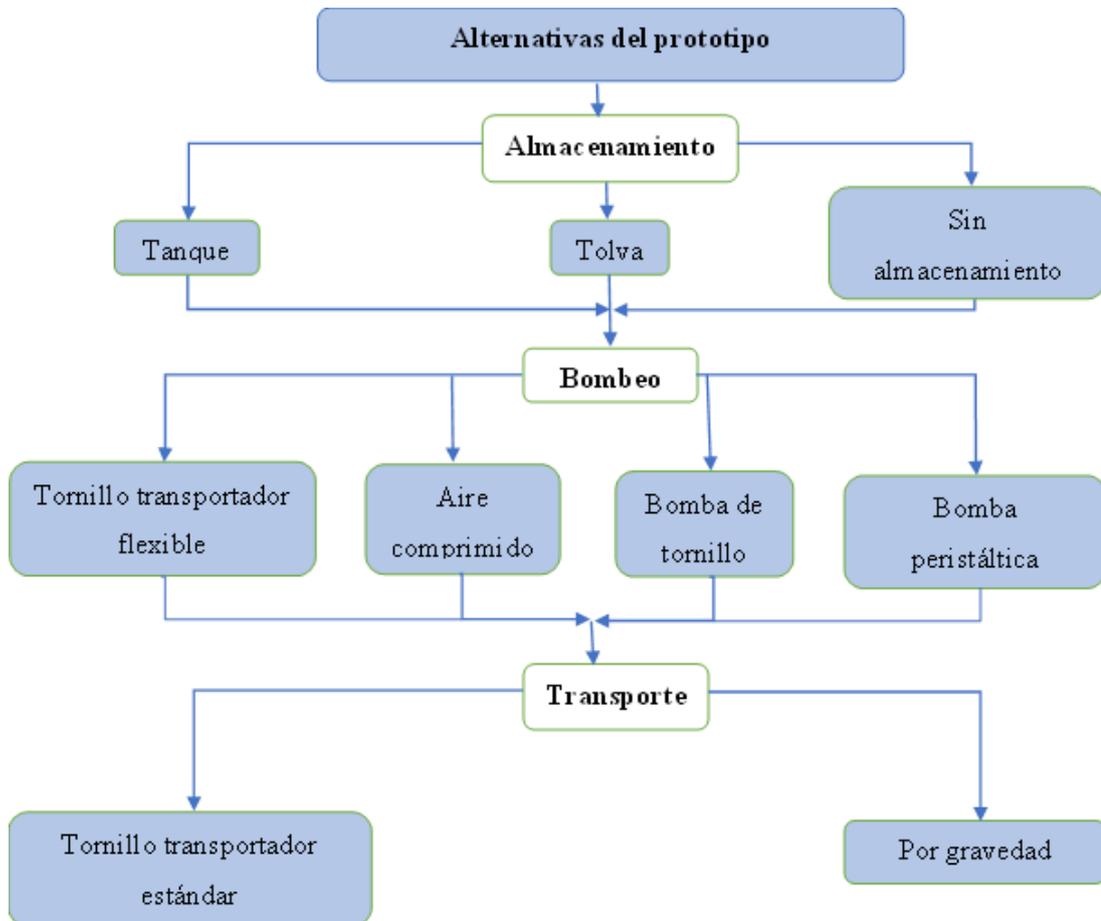
## **2.5. Planteo de alternativas**

Una vez aclarado las consideraciones y la situación a la cual se ha delimitado el uso y funcionamiento de la máquina se han llegado a establecer las siguientes 3 alternativas, para llevar a cabo la mejor elección, se procede a realizar un esquema o diagrama para las alternativas del prototipo.

Cabe recalcar que, para tomar la decisión adecuada, los autores consideraron 3 problemáticas: el almacenamiento, el sistema de bombeo y el método de transporte, posteriormente, se procede a ordenar las alternativas propuestas para cada problemática con la mejor combinación posible entre ellas, considerando el factor económico, posibilidad de adquisición o manufactura, conveniencia o practicidad para posteriores mantenimientos entre otros.

Cabe recalcar que el orden de las problemáticas y alternativas que están planteadas a continuación, no debe relacionarse con su grado de prioridad o dificultad, dado que esta ordenado de forma aleatoria.

En la Figura 12, se observa un esquema de las alternativas posibles para la elaboración del prototipo.



**Figura 12.** Esquema de alternativas del prototipo.

### 2.5.1. Alternativa 1

Para este caso, se plantea usar un sistema de transporte con tornillo sinfín de tipo helicoidal sin eje, con el empleo de un sistema de bombeo peristáltico, con el fin de evitar el fenómeno de intermitencia cuya potencia de este sistema se deberá definir en el siguiente capítulo, mismo que deberá depender de un sistema neumático externo.

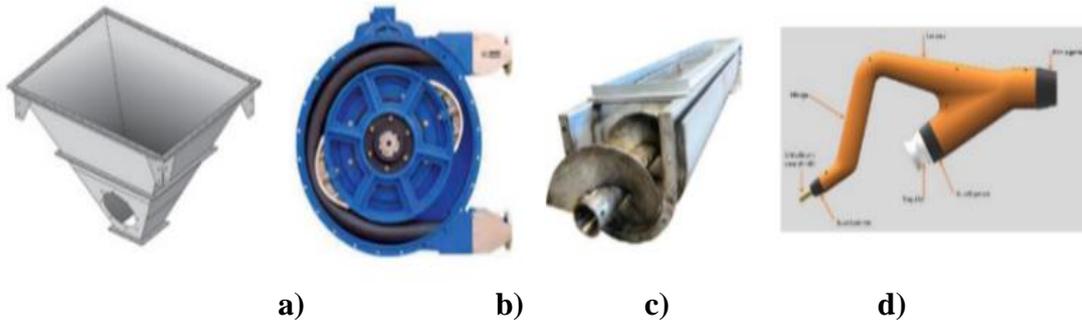
A continuación, se describe como se ha decidido ordenar los elementos que conforman esta alternativa ilustrada en la Figura 13:

**Almacenamiento:** Tolva

**Bombeado:** Bomba peristáltica

**Transporte:** Tornillo sinfín transportador

**Disipado:** Presión de aire con boquilla de disipado horizontal.



**Figura 13** Imágenes ilustrativas de los elementos a usarse para la alternativa 1, a) Tolva [42], b) Bomba peristáltica [8], c) Tornillo sinfín [43], d) Pistola pulverizadora [44].

- La principal ventaja de este tipo de tornillos para bombeo se origina al reducir en un gran porcentaje el peso de la máquina, al carecer de un eje central.
- La desventaja de esta alternativa se da en la dependencia de un sistema neumático, el cual necesitará de dos o más conexiones al sistema eléctrico (tornillo, bomba y compresor), debido al espacio requerido para equilibrar la rotación de este tornillo.

### 2.5.2. Alternativa 2

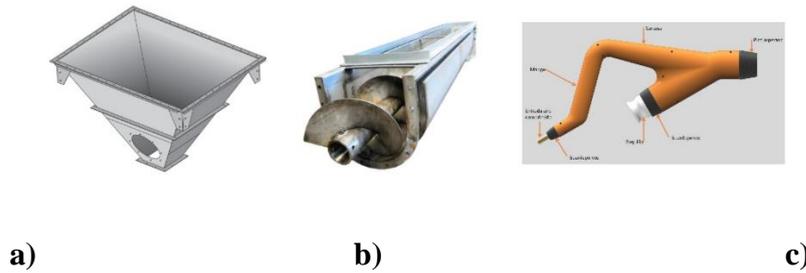
A continuación, se describe como se ha decidido ordenar los elementos que conforman esta alternativa ilustrada en la Figura 14:

**Almacenamiento:** Tolva

**Bombeado:** Aire

**Transporte:** Tornillo sinfín

**Disipado:** Boquilla de disipado horizontal.



**Figura 14** Imágenes ilustrativas de los elementos a usarse para la alternativa 2, a) Tolva [42], b) Tornillo sinfín [43], c) Pistola pulverizadora [44].

En esta alternativa, se plantea el uso de un tornillo sinfín convencional, en conjunto con un impulsor de aire, esto se logra mediante un motor de 110V, misma que incorporará un sistema neumático para el disipado óptimo del concreto o mortero.

La ventaja de esta propuesta es el empleo de equipos compactos, sin mencionar que facilitará su transporte y almacenamiento, la manguera posee mayor grado de libertad para facilidad del operario, y al suprimir un sistema de bombeo como el de tipo peristáltico por uno de impulso por aire; su facilidad de limpieza y mantenimiento, reducirían la complejidad de operación y brindaría una gran variedad de repuestos disponibles y requeridos, sin mencionar que la construcción de este tornillo, se la realizará mediante ensamble soldado, para reducir costes de manufactura.

La desventaja de este sistema es el peso de la máquina, al incorporar un equipo adicional como es el compresor, también la adición de un sistema de control electrónico para los componentes involucrados.

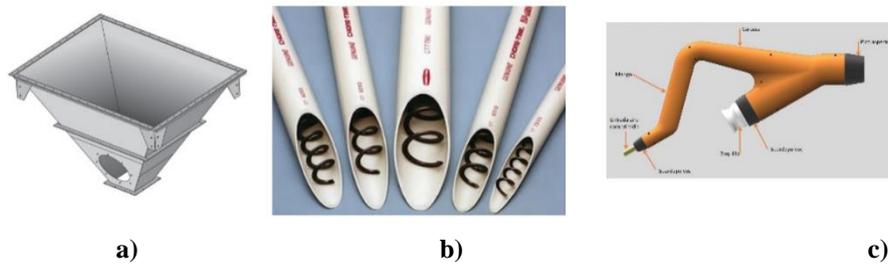
### 2.5.3. Alternativa 3

**Almacenamiento:** Tolva

**Bombeado:** Tornillo sinfín flexible

**Transporte:** Gravedad

**Disipado:** Presión de salida del tornillo flexible por pistola pulverizadora



**Figura 15** Imágenes ilustrativas de los elementos a usarse para la alternativa 2, a) Tolva [42], b) Tornillo sinfín flexible [45] , c) Pistola pulverizadora [44].

Para esta alternativa, se plantea el uso de un tornillo sinfín de tipo flexible, impulsado por un motor de 110V, al cual se incorporará la gravedad como un sistema de Transporte hacia el sistema de bombeo, para evitar el empleo de un sistema de impulso Neumático, debido a la flexibilidad que presenta este tipo de tornillos ilustrado en la Figura 15. La ventaja de esta propuesta radica en la supresión de un elemento como es el sistema neumático, el cual reduciría en alrededor de 200-275 \$ al coste del diseño del prototipo, brindando un mayor presupuesto y gama de opciones para elegir el material y demás cantidad de los componentes secundarios o complementarios.

Su desventaja surge debido a que este tornillo tiene límites en cuanto al radio de curvatura al cual se puede someter, sin mencionar que, en cada curvatura, presentará una gran fricción en la manguera de transporte, acortando la vida útil de la misma.

Además, para que el sistema de bombeo por gravedad ayude a esta alternativa, las dimensiones de la máquina podrían ser absurdas o que presenten molestias en la ergonomía del operario en el momento de recargar la tolva y realizar la limpieza de la máquina.

## 2.6. Elección de la mejor alternativa ponderada

La elección de la mejor alternativa está en función de:

### Funcionalidad

Una excelente funcionalidad se da cuando las partes de la máquina cumplen completamente el trabajo para el cual fue diseñado.

### **Facilidad de mantenimiento**

Las partes menos móviles por lo general facilitan el mantenimiento, dado que no se genera pérdida de energía y desgaste de las partes.

### **Menor costo**

El coste de equipos y mano de obra es un factor primordial, se busca siempre reducir el costo y no sacrificar la calidad o su funcionalidad.

### **Seguridad**

Al operar la máquina se requiere tener un nivel de seguridad elevado para evitar accidentes, este factor se considera siempre cuando se habla de operar una máquina.

### **Facilidad de operación**

El operador de la máquina debe tener la facilidad de entender cómo funciona la misma, para eso se optimiza y reduce componentes innecesarios de la máquina.

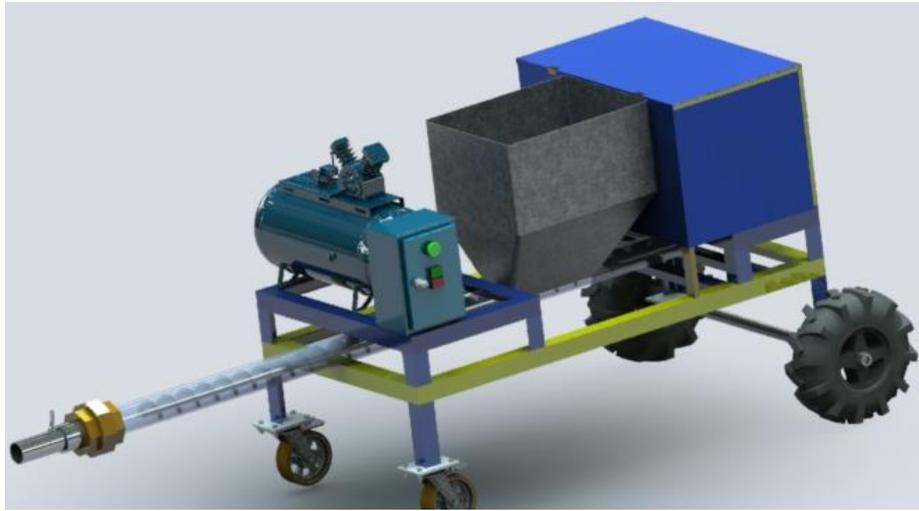
En la Tabla 9 se presenta la comparativa entre alternativas, donde la alternativa con el mayor puntaje será la seleccionada. Los parámetros por evaluar son los anteriormente mencionados y su puntuación van desde 1 a 3, donde 3 es el valor más alto.

**Tabla 9.** Tabla de comparación de alternativas.

Factores	1° Alternativa	<b>2° Alternativa</b>	3° Alternativa
Funcionalidad	3	<b>2</b>	2
Facilidad de mantenimiento	1	<b>3</b>	3
Menor Costo	2	<b>3</b>	3
Seguridad	2	<b>3</b>	2
Facilidad de operación	2	<b>3</b>	2
<b>TOTAL</b>	10	<b>14</b>	12

Fuente: Autoría propia.

Por lo que la mejor opción es la “Alternativa 2”, cuyo bosquejo preliminar se observa en la Figura 16 a continuación.



**Figura 16** Bosquejo de la máquina a realizarse en el programa SolidWorks.

## CAPÍTULO III

### DISEÑO Y CÁLCULOS INVOLUCRADOS PARA LA FABRICACIÓN Y ENSAMBLE DE LA MÁQUINA REVOCADORA

Para un correcto revocado en pared se necesita dimensionar y diseñar adecuadamente los componentes de la máquina revocadora, por lo tanto, se utilizan en principio los datos iniciales del fluido a trabajar y la capacidad de máquina que se requiere. El fluido de trabajo es el “mortero” para revocado de paredes.

#### 3.1. Cálculos para la tolva.

Para una capacidad de  $15 \text{ m}^2 \cdot \text{h}^{-1}$  se debe tomar en cuenta el volumen que la máquina debe ofrecer y por lo tanto almacenar, es así que, si se considera un espesor de  $15 \pm 4 \text{ mm}$  de revocado como se sugiere en la normativa INEN [2], para la capa revocada se obtiene un volumen de almacenamiento mínimo de  $0.285 \text{ m}^3$  para el diseño ideal de la tolva. Se conoce que en este proceso de revocado no se aprovechará todo el material, existe un desperdicio mínimo al realizar una superficie totalmente plana a  $15 \text{ mm}$  de espesor como dice la normativa, por este motivo, se considerará las pérdidas de material con un factor aproximado de 1.7 debido a que parte del material se queda en el tubo del tornillo y en las paredes de la manguera, además se considera el desperdicio en la propia aplicación del mortero en la superficie de la pared, el volumen neto para revocar es de  $0.4845 \text{ m}^3$ . El volumen del prototipo se diseñó de  $0.024 \text{ m}^3$  cuyo bosquejo se muestra en la Figura 17, por lo que la tolva tendrá que llenarse aproximadamente 12 veces para cumplir la capacidad establecida anteriormente.



**Figura 17** Modelo de tolva realizado en el programa SolidWorks.

Para conocer el espesor de la placa de la tolva se debe calcular la presión resultante en las paredes de la tolva con el fin de analizar si la placa sufre deformación debido a dicha presión.

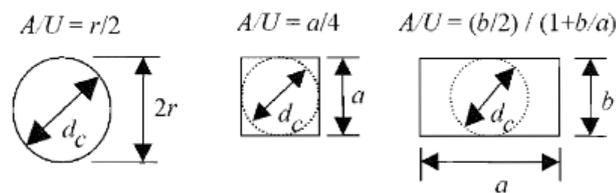
### 3.2.Cargas de llenado en las paredes.

El coeficiente de fricción  $\mu_f$  para el mortero según Kasimzade el al. [46]. Es de 0.37.

J. Ravenet [47], menciona que la presión horizontal será máxima durante el vaciado, por ese motivo la relación entre presión horizontal y vertical para el llenado  $\lambda_f$  y vaciado cuyos valores son 0.5 y 1 respectivamente.

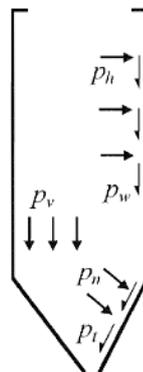
La relación  $A/U$  para una sección rectangular, como se muestra en la Figura 18, es:

$$\frac{A}{U} = \frac{b}{2\left(1 + \frac{b}{a}\right)} \quad (16)$$



**Figura 18.** Diámetro hidráulico para distintas geometrías, [41].

Las diferentes presiones que actúan en el llenado y vaciado de una tolva se pueden observar en la Figura 19.



**Figura 19** Presiones actuantes en el interior de la tolva, [41].

La presión horizontal máxima se determina aplicando la ecuación (17), considerando un tamaño de tolva de 27.2 cm de largo y 13.1cm de ancho.:

$$P_{hf \max} = \frac{\gamma \cdot A}{\mu_f \cdot U} = \frac{\delta \cdot g \cdot A}{\mu_f \cdot U} \quad (17)$$

$$\frac{A}{U} = \frac{0.272m}{2 \left( 1 + \frac{0.272m}{0.131m} \right)} = 0.0442m$$

$$P_{hf \max} = \frac{1450 \frac{Kg}{m^3} \cdot 9.81 \frac{m}{s^2}}{0.37} \cdot (0.0442m)$$

$$P_{hf \max} = 1699.58 \frac{Kg \cdot m}{m^2 \cdot s^2}$$

$$P_{hf \max} = 1.70 KPa$$

Presión vertical máxima:

$$P_{vf \max} = \frac{\gamma \cdot A}{\lambda_f \cdot \mu_f \cdot U} = \frac{\delta \cdot g \cdot A}{\lambda_f \cdot \mu_f \cdot U} \quad (18)$$

$$P_{vf \max} = \frac{1450 \frac{Kg}{m^3} \cdot 9.81 \frac{m}{s^2}}{0.5 \cdot 0.37} \cdot (0.0442m)$$

$$P_{vf \max} = 3.40 KPa$$

Presión de tracción debido al rozamiento en la pared durante el llenado:

$$P_{wf \max} = \gamma \cdot \frac{A}{U} = \delta \cdot g \cdot \frac{A}{U} \quad (19)$$

$$P_{wf \max} = 1450 \frac{Kg}{m^3} \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot (0.0442m)$$

$$P_{wf \max} = 0.629 KPa$$

La presión de vaciado es igual a la presión del llenado para silos que tienen una capacidad menor a 100 toneladas descrito en la Norma europea EN 1991-4.[48]

La fuerza resultante se calcula con la ecuación (20):

$$R = \sqrt{P_v^2 \cos^2 \alpha + P_h^2 \sin^2 \alpha} \quad (20)$$

De esta fuerza resultante se descomponen la fuerza perpendicular a la pared de la tolva  $R_N$  que producirá esfuerzos de tracción a la misma y la resultante tangente a la pared  $R_T$  que producen esfuerzos de compresión.

$$R_N = R \cos(\varepsilon) \quad (21)$$

$$R_T = R \sin(\varepsilon) \quad (22)$$

Considerando los ángulos de la tolva, como se observa en la Figura 20.

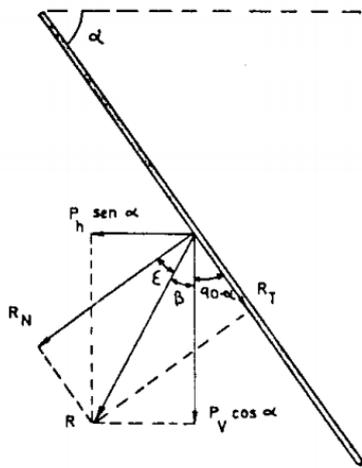


FIG. 146. Forma de proceder para el cálculo de la pared de la tolva.

Figura 20 Fuerzas actuantes en plano inclinado de la tolva, [41].

$$\beta = \tan^{-1} \left( \frac{P_h \sin \alpha}{P_v \cos \alpha} \right) \quad (23)$$

$$\varepsilon = \alpha - \beta$$

El ángulo de inclinación  $\alpha$  es de 70 grados, ya que en el estudio de Bayona Carvajal [41], menciona que en una tolva con los grados de inclinación anteriormente mencionados presenta una menor deformación elástica de 4mm a comparación con una tolva de 50 grados con una deformación de 6.9mm.

Calculando fuerza que produce el esfuerzo de tracción en la pared de la tolva:

$$\beta = \tan^{-1} \left[ \frac{1.70 \sin(70^\circ)}{3.40 \cos(70^\circ)} \right] = 53.94^\circ$$

$$\varepsilon = 70 - 53.94 = 16.06^\circ$$

$$R = \sqrt{3.398^2 \cdot \cos^2 70 + 1.699^2 \cdot \sin^2 70}$$

$$R = 1.975 \text{ KPa}$$

$$R_N = 1.975 \cos(16.06^\circ) = 1.898 \text{ KPa}$$

$$R_T = 1.975 \sin(16.06^\circ) = 0.547 \text{ KPa}$$

El espesor de la chapa metálica se calcula con la ecuación (24) descrita por Ravenent [47]:

$$e^2 = \frac{6 \cdot R_N \cdot l^2 \cdot 100}{12 \cdot 100 \cdot \sigma_{adm}} \left[ m^2 \right] \quad (24)$$

Donde:

$e$  = Espesor de la chapa metálica en m.

$R_N$  = Presión en el fondo de la tolva

$l$  = Longitud entre refuerzos horizontales

$\sigma_{adm}$  = Esfuerzo admisible

El esfuerzo admisible se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{FS} \quad (25)$$

Ravenet [47], menciona que el factor de seguridad para chapas que soportan flexión de un lado de la tolva tiene un factor de 1.57 y el esfuerzo de fluencia del acero galvanizado es de 250 MPa.

$$\sigma_{adm} = \frac{250 \text{ MPa}}{1.57} = 159.24 \text{ MPa}$$

Entonces el espesor de la tolva es:

$$e^2 = \frac{6 \cdot (1.898) \cdot (0.180)^2 \cdot 100}{12 \cdot 100 \cdot (159.24)} \cdot \frac{1 \times 10^3 \text{ Pa} \cdot \text{m}^2}{1 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

$$e^2 = 1.93 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

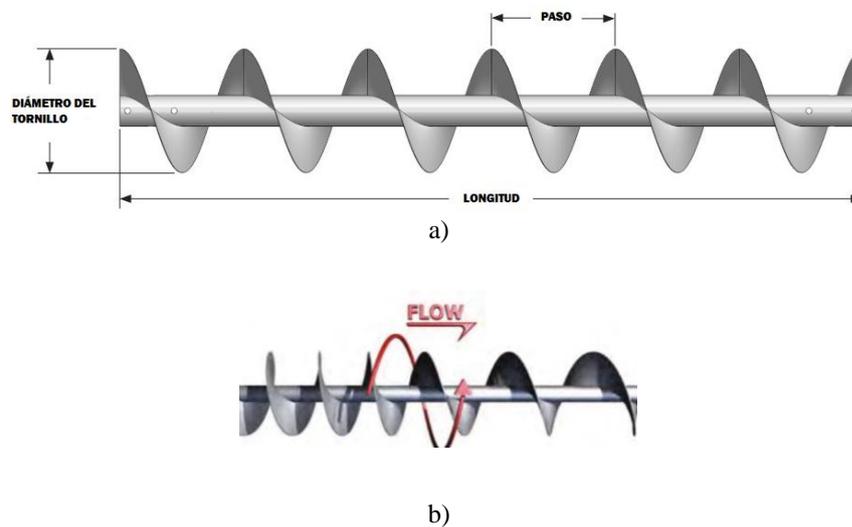
$$e = 4.39 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$e = 0.44 \text{ mm}$$

$$e \approx 0.5 \text{ mm}$$

### 3.3. Cálculos para el tornillo sinfín.

Las dimensiones fijas para el tornillo será el diámetro exterior y el paso mostrado en la Figura 21 para una mejor aclaración de sus partes. La incógnita será las rpm necesarias para poder cubrir la capacidad de flujo másico requerida para este proyecto.

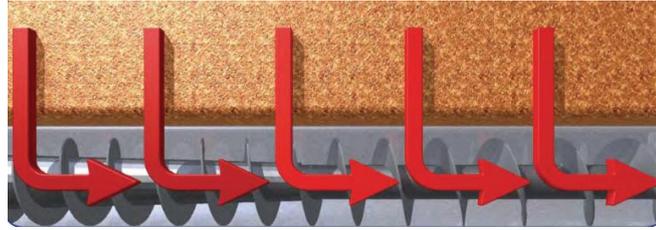


**Figura 21** a) Ilustración del tornillo transportador, [11], b) Ilustración del flujo másico a desplazar, [13].

La densidad del material a transportar es  $1450 \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-3}$  según la tabla 2-1, el requerimiento de caudal es de  $0.4845 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} = 17.109 \text{ ft}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ . Mediante datos experimentales, el rendimiento masico en el transporte de la mezcla es del 84.25 %, es decir, que el tornillo transportará  $0.4845 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} + 15.75 \% = 0.5608 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ . El flujo másico se determina mediante la ecuación (3) considerando que el factor  $i$  es equivalente a 1 al no estar sometido a un plano de inclinación, cuya forma de alimentación se mostrará en la Figura 22.

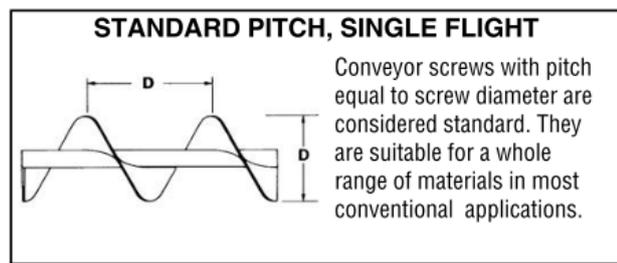
$$\dot{m} = \rho \cdot Q \cdot i$$

$$\dot{m} = 1450 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot 0.5608 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] = 813.16 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right] = 0.813 \left[ \frac{\text{ton}}{\text{h}} \right]$$



**Figura 22** Ilustración demostrativa del ingreso del fluido al tornillo transportador desde la parte inferior de la tolva, [49].

El diámetro del tornillo es igual al paso en un transportador estándar de hélice simple, tal como lo describe el fabricante THOMAS CONVEYOR COMPANY [12], y se ilustra en la Figura 23.



**Figura 23.** Transportador helicoidal estándar, [12].

El factor de relleno “ $F_r$ ” o  $\lambda$  para el mortero corresponde a la categoría “30A” según los manuales de los fabricantes de transportadores de tornillo anteriormente citados [11], [12], [13], lo que quiere decir que el coeficiente de relleno es aproximadamente 30 %. Se partirá con un diámetro exterior del tornillo de 44 mm con tubo de diámetro interno de 47 mm debido a las medidas comerciales en el país.

El área de llenado a transportar se calcula de la siguiente manera empleando la ecuación (1).

$$A = S = \lambda \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \left[ m^2 \right]$$

$$A = S = 0.3 \cdot \frac{\pi \cdot 0.047^2}{4} = 5,20483 \times 10^{-4} \left[ m^2 \right]$$

Calculando la velocidad de transporte:

$$V = \frac{Q}{A} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (26)$$

$$V = \frac{0.5608}{5,20483 \times 10^{-4}} \frac{m}{h} \cdot \frac{1h}{3600s} = 0.2993 \frac{m}{s}$$

Los rpm necesarios se calculan de la siguiente manera:

El primer método para calcular el rpm del tornillo es utilizando la velocidad de transporte calculada previamente y la ecuación (2) sugerida en los manuales de transportadores sinfín como se muestra a continuación.

$$n = \frac{60 \cdot v}{P} = \frac{60 \cdot 0.2993}{0.044} = 408,13 \text{ rpm} \approx 409 \text{ rpm}$$

Para los cálculos se utilizará 415 rpm debido a que es valor de rpm resultante de la relación de transmisión más cercana con piñones catalina reciclados.

Recalculo del caudal con  $n = 415$  rpm:

$$V = \frac{Q}{A} \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$Q = V \cdot A \cdot \frac{1h}{3600s} \left[ \frac{m^3}{s} \right]$$

Se conoce que:

$$n = \frac{60 \cdot v}{P}; \quad v = \frac{n \cdot P}{60}$$

Por lo tanto:

$$Q = \frac{n \cdot P}{60} \cdot A \cdot \frac{3600s}{1h} \left[ \frac{m^3}{s} \right]$$

$$Q = \frac{415 \cdot 0.044}{60} \cdot 5,20483 \times 10^{-4} \cdot \frac{3600s}{1h} \left[ \frac{m^3}{s} \right]$$

$$Q = 0.5702 \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

Este valor de caudal resultante se comprobará con datos experimentales en la sección de pruebas de la máquina.

### 3.3.1. Potencia de accionamiento en vacío:

Para el cálculo de la potencia total se recurre a la ecuación (4):

$$P_T = (P_{fr} + P_m + P_i) \cdot 745.7 [W]$$

Con una  $L = 1.3$  m o 4.2651 ft

$F_b = 1$  (Rodamiento de bolas)

$F_d = 12$  (factor mínimo sugerido)

Posteriormente, se emplea la ecuación (5)

$$P_{fr} = \frac{L \cdot n \cdot F_b \cdot F_d}{1 \times 10^6} [Hp]$$
$$P_{fr} = \frac{4.2651 \cdot 415 \cdot 1 \cdot 12}{1 \times 10^6} = 0.0212 Hp$$

### 3.3.2. Potencia de desplazamiento de material en el tornillo:

Se procede a resolver mediante la ecuación (6) Con los siguientes parámetros descritos a continuación:

$F_f = 1$  (Estándar)

$$Q = 0.5702 \left[ \frac{m^3}{h} \right] = 20.136 \left[ \frac{ft^3}{h} \right]$$

$$\rho = 1450 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] = 90.52 \left[ \frac{lb}{ft^3} \right]$$

$F_m = 3$  (Mortero)

$F_p = 1$  (No tiene paletas un transportador sinfín)

$$P_m = \frac{Q \cdot L \cdot \rho \cdot F_f \cdot F_m \cdot F_p}{1 \times 10^6} [Hp]$$
$$P_m = \frac{20.136 \cdot 4.2651 \cdot 90.520 \cdot 1 \cdot 3 \cdot 1}{1 \times 10^6} = 0.0233 [Hp]$$

### 3.3.3. Potencia total para el tornillo:

Al no existir un desplazamiento en vertical, este valor de  $P_i$ , es igual a 0, por ende, la potencia total requerida para el desplazamiento es equivalente a:

$$P_{Tor} = (0.0212 + 0.0233) \cdot 745.7 = 33.18W$$

Igualando esta expresión con la ecuación (27), se tomará en cuenta los siguientes aspectos descritos a continuación:

$$P_{Tor} = \frac{(P_f + P_m) \cdot F_o}{e} \quad (27)$$

Considerando un factor de sobrecarga en el tornillo  $F_o = 3$  determinado en la gráfica de la Figura 24, cuyos factores adicionales se explican en la Tabla 10 . debido a que  $P_m + P_f$  es menor a 0.2 Hp y un rendimiento de accionamiento equivalente a  $e = 0.95$ , ya que el accionamiento se da mediante un motorreductor, por ende, se empleará la ecuación (27) descrita por el fabricante [12].

**Tabla 10** Consideraciones del factor de sobrecarga  $F_o$ .

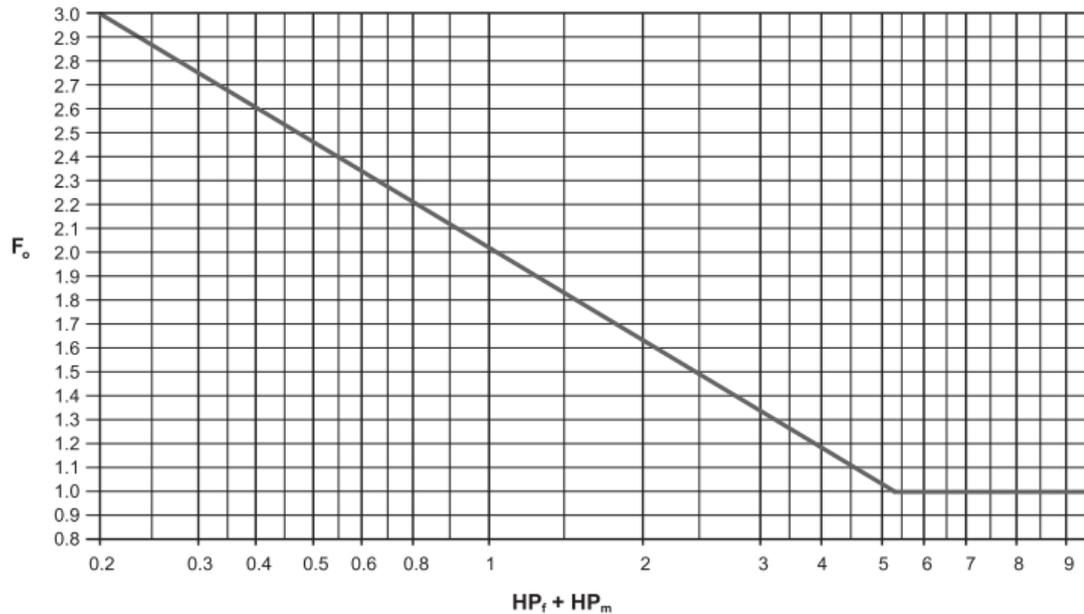
Factor de eficiencia conducida e				
Tornillo conducido o eje montado/ banda en V conducida	Banda en V al engrane helicoidal y acople	Motorreductor/ acople	Motorreductor /cadena conducida	Engrane del tornillo
0.88	0.87	0.95	0.87	Consultar al fabricante

Fuente: Cedar Rapids [11].

$$P_{Tor} = \frac{(0.0212 + 0.0233) \cdot 3}{0.95} = 0.141 Hp$$

$$P_{Tor} = 104.8 W$$

**TABLE H: Overload HP Factor  $F_o$**



1. Trace the value of  $(HP_f + HP_m)$  vertically to the diagonal line
  2. From there, move across to the left to find the  $F_o$  value on the vertical axis
- If  $(HP_f + HP_m)$  is  $\geq 5.2$  then  $F_o = 1.0$   
 If  $(HP_f + HP_m)$  is  $< 5.2$  then  $F_o = \text{Ln}(HP_f + HP_m) \times -0.6115 + 2.024$

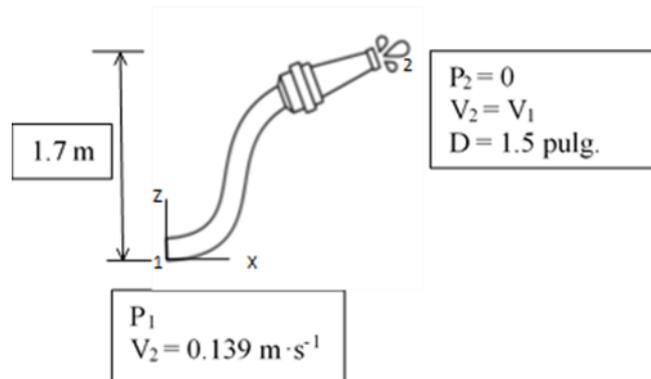
**Figura 24** Gráfica del factor de sobrecarga  $F_o$ , [11].

### 3.3.4. Potencia de desplazamiento de material en la manguera

Para determinar la potencia de desplazamiento del material dentro de la manguera, se determinará a una altura de 1.7m medida desde el nivel de la salida del material o final del tornillo transportador, para ello se partirá a partir de la velocidad dentro de la manguera.

El largo del tubo disponible es de 2 m, sin embargo, la altura que permite el radio de curvatura de la manguera, cuyo diámetro interior es igual a 1.5 pulgadas, permite una altura vertical de 1.7m, tal como se indica en la Figura 25:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.5702}{\pi \cdot \left(\frac{0.0381}{2}\right)^2} \frac{m}{h} \cdot \frac{1h}{3600s} = 0.139 \frac{m}{s}$$



**Figura 25** Curva de presión de la máquina.

Utilizando la ecuación general de Bernoulli (28). La presión 2 es igual a cero y las velocidades se anulan entre sí en la ecuación, además tomando como punto de referencia el punto 1, la altura  $Z_1$  será cero, por lo tanto, la ecuación queda de la siguiente manera:

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (28)$$

$$\frac{P_1}{\gamma} - h_L = Z_2$$

$$P_1 = (Z_2 + h_L) \cdot \gamma$$

### **Pérdidas en la tubería:**

Miranda et al. [50], concluyen que la viscosidad del mortero es de aproximadamente 3.33 Pa·s para una relación de agua, cemento, arena de 1:2:2.

Para calcular las pérdidas en la tubería se utiliza la ecuación de Darcy Weisbach (29)

$$h_L = \frac{32 \cdot \eta \cdot L \cdot v}{\gamma \cdot D^2} \quad (29)$$

$$h_L = \frac{32 \cdot 3.33 \cdot 2 \cdot 0.139}{(1450 \cdot 9.81) \cdot 0.0381^2} = 1.43m$$

Calculando  $P_1$ :

$$P_1 = (1.7 + 1.43)m \cdot 1450 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 44.59 \text{kPa}$$

Calculando la potencia hidráulica necesaria:

$$P_h = P_1 \cdot Q \quad (30)$$

$$P_h = 44.59 \times 10^3 [\text{Pa}] \cdot 0.5702 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \cdot \frac{1 \text{h}}{3600 \text{s}} = 7.07 \text{W}$$

Potencia total del sistema de transporte y bombeo:

$$P_T = P_{\text{Tor}} + P_h = 104.8 + 7.07 = 111.87 \text{W}$$

Para determinar el torque en el eje del tornillo se emplea la ecuación (8):

$$T = \frac{P_u}{2\pi \cdot \frac{n}{60}} [\text{Nm}]$$
$$T = \frac{111.87}{2\pi \cdot \frac{415}{60}} = 2.57 \text{ Nm}$$

Para el diseño del eje del tornillo transportador, se debe obtener por análisis de esfuerzos tales como: cortante por torsión y mediante esfuerzos de Von Mises, debido a que es el esfuerzo para materiales dúctiles es más aproximado a la realidad.

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot D^3} \quad (31)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau}}$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{S_{sy}}{F_s}$$

$$S_{sy} = 0.577 \cdot S_y$$

Utilizando el acero SAE 1018 CD, cuyo  $S_y$  es igual a 54 ksi y un factor de seguridad de 2

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T \cdot F_s}{\pi \cdot S_{sy}}}$$

$$S_{sy} = 0.577 \cdot S_y$$

$$S_{sy} = 0.577 \cdot 54 = 31.158 \text{ ksi} \rightarrow 214.83 \text{ MPa}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2.572 \cdot 2}{\pi \cdot 214.83 \times 10^6}} = 0.0049 \text{ m} \rightarrow 5 \text{ mm}$$

Carga axial provocada por la transportación del tornillo:

Según lo planteado por Aguilar Parés [51], define que una forma sencilla de obtener la fuerza axial actuante en el tornillo se da por la ecuación (32):

$$F_a = \frac{4 \cdot P_T}{n \cdot D} \quad (32)$$

De tal modo que, al resolver esta ecuación se obtiene el siguiente valor

$$F_a = \frac{4 \cdot (111.87) \text{ J} \cdot \text{min}}{(415) \cdot (0.0381) \text{ revoluciones} \cdot \text{m} \cdot \text{s}}$$

$$F_a = 28.30 \frac{\text{J} \cdot \text{min} \cdot 60 \text{ s} \cdot 1 \text{ revolución}}{\text{revoluciones} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot 1 \text{ min} \cdot 2 \cdot \pi}$$

$$F_a = 270.25 \frac{\text{J}}{\text{m}} = 270.25 \text{ N}$$

### 3.3.5. Cálculo para el espesor de la hélice:

La hélice del tornillo está en constante esfuerzo, esta se puede analizar si imaginariamente se corta la hélice o realiza un corte de sección y asumiendo una carga distribuida debido al empuje o fuerza axial que causa el desplazamiento de material en las paredes de la hélice, de esta manera se obtiene que la presión causada por el desplazamiento de material es:

Partiendo de la potencia hidráulica de la ecuación (33):

$$P_{oh} = Q \cdot P \quad (33)$$

Donde:

$P_{oh}$  = Potencia que actúa en una revolución de hélice o potencia de desplazamiento del material

$Q$  = Caudal

$P$  = Presión que actúa en la hélice

$$P = \frac{P_{oh}}{Q} ; P_{oh} = 0.0233 \text{ Hp}$$

$$P = \frac{0.0233 \text{ Hp} \cdot \left( \frac{0.7457 \frac{\text{KNm}}{\text{s}}}{1 \text{ Hp}} \right)}{0.5754 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot \left( \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \right)} = 108.71 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

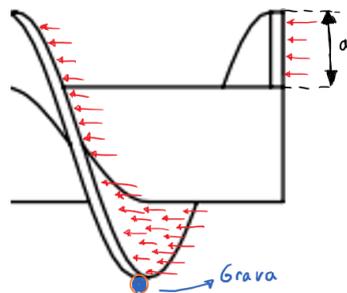
$$P = 108.71 \text{ KPa}$$

A esta presión se le debe sumar la presión causada por el aire para bombear el mortero, por ende:

$$P_T = (108.71 + 44.52) \text{ KPa}$$

$$P_T = 153.23 \text{ KPa}$$

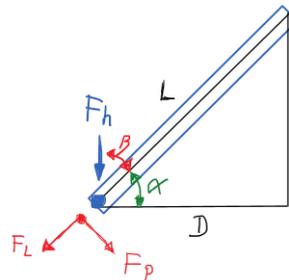
Como se conoce de antelación, esta presión actuará en la superficie de la hélice como se muestra en la Figura 26:



**Figura 26** Fuerzas actuantes en la hélice del tornillo transportador.

En el mortero pueden existir pequeños pedazos de grava, la cual es posible que tienda a bloquear el movimiento del tornillo provocando una fuerza perpendicular a la superficie de la hélice.

Justo en la periferia de la hélice en un punto que tiende a deformar a la misma. Si se desdobra la hélice se obtiene la Figura 27:



**Figura 27** Fuerzas actuantes en la hélice desdoblada del tornillo transportador.

La partícula está ubicada al final de una revolución de la hélice y  $F_p$  es la fuerza perpendicular a la superficie que tenderá a deformar la misma.

$$L = \sqrt{\text{paso}^2 + (\pi \cdot D)^2} \quad (34)$$

$$L = \sqrt{0.044^2 + (\pi \cdot 0.044)^2} = 0.145 \text{ m}$$

$$\alpha = \cos^{-1}\left(\frac{D}{L}\right)$$

$$\alpha = \cos^{-1}\left(\frac{0.044}{0.145}\right) = 72.3^\circ$$

$$\beta = 90 - 72.3 = 17.7^\circ$$

Para calcular  $F_h$  se utiliza el torque que actúa en el tornillo que es 2.57 Nm.

$$T = F \cdot r$$

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{2.572 \text{ Nm}}{\left(\frac{0.044 \text{ m}}{2}\right)} = 116.9 \text{ N}$$

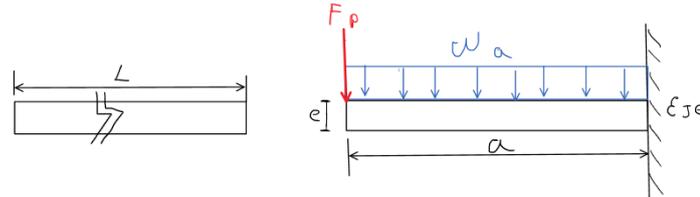
Entonces  $F_p$  será:

$$F_p = F_h \cdot \sin(\beta)$$

$$F_p = 116.9 \cdot \sin(17.7)$$

$$F_p = 35.52 N$$

El diagrama queda de la siguiente manera, mostrado en la Figura 28:



**Figura 28** Diagrama de fuerzas actuantes en la hélice del tornillo transportador.

Para conocer la carga distribuida  $W_a$  se toma en cuenta que la presión ejercida por el tornillo se aplica en toda la superficie de revolución de la hélice en una sola cara, para ello se procede a calcular dicha superficie.

$$a = \frac{D_{ex} - D_{in}}{2}$$

$$a = \frac{0.044 - 0.01905}{2} = 0.0125 m$$

Área de aplicación de la presión (Superficie de la hélice):

$$A = 0.0125 \cdot L$$

$$A = 0.0125 \cdot 0.145 = 0.001813 m^2$$

Calculando la fuerza actuante:

$$F = P_T \cdot A$$

$$F = 153.23 \frac{KN}{m^2} \cdot 0.001813 m^2$$

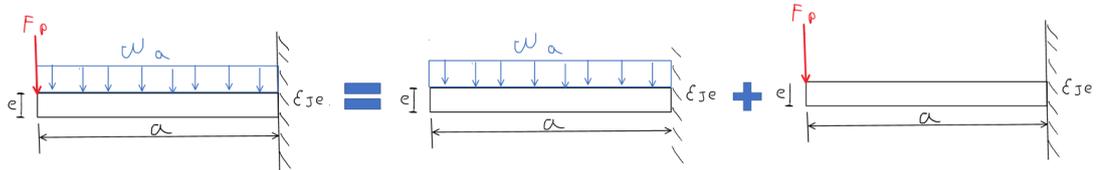
$$F = 0.278 KN$$

Carga distribuida:

$$W_a = \frac{0.278 \text{ KN}}{0.0125 \text{ m}}$$

$$W_a = 22.24 \frac{\text{KN}}{\text{m}}$$

Resolviendo espesor mediante el método de superposición, cuya distribución de cargas puntual y distribuida que actúan sobre este elemento que actúa como una viga en voladizo o empotrada se explicará de mejor manera en la Figura 29, recalcando que las cargas actúan de forma vertical, sin embargo, para su mejor comprensión, se ha rotado 90° sentido antihorario con respecto a la horizontal de la superficie del eje del tornillo:



**Figura 29** Método de superposición en la hélice.

Como el momento máximo en una viga empotrada se aplica al extremo para los dos casos, se puede sumar los momentos máximos independientes.

$$M_{\max} = \frac{W_a \cdot a^2}{2} + F_p \cdot a \quad (35)$$

$$M_{\max} = \frac{22.24 \times 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot 0.0125^2 \text{ m}^2}{2} + 35.52 \text{ N} \cdot 0.0125 \text{ m}$$

$$M_{\max} = 2.182 \text{ Nm}$$

La presión máxima dentro del tornillo cuando la mezcla es empujada es de 44.52 KPa, calculando la fuerza que esta presión ejerce:

Considerando un factor de seguridad de 3 y utilizando una resistencia a la fluencia del acero de  $S_y = 250 \text{ MPa}$ :

$$\sigma_{per} \geq \sigma_{hélice}$$

$$\sigma_{per} = \frac{S_y}{3} = \frac{250 MPa}{3} = 83.33 MPa$$

$$\sigma_{hélice} = \frac{M \cdot c}{I} \quad \therefore c = \frac{e}{2} \quad ; \quad I = \frac{1}{12} \cdot L \cdot e^3$$

Ordenando y reemplazando términos se llega a la ecuación (36):

$$e \geq \sqrt{\frac{12 \cdot M}{2 \cdot L \cdot \sigma_{per}}} \quad (36)$$

$$e \geq \sqrt{\frac{12 \cdot 2.182 Nm}{2 \cdot 0.145 m \cdot 83.33 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}}$$

$$e \geq 1.041 \times 10^{-3} m$$

$$e \geq 1.041 mm$$

En el mercado nacional se puede encontrar platinas para la hélice de 1/8 pulg de espesor, lo cual cumple el requerimiento estimado.

### 3.4. Análisis estático

#### 3.4.1. Análisis estático del eje

La masa de la hélice fabricada en acero AISI 1018 se obtiene mediante el software SolidWorks. Multiplicando su respectivo valor por la gravedad, se puede obtener el peso de la hélice y el eje del tornillo sinfín, cuyas cargas distribuidas se aprecian en la Figura 30:

$$\text{Peso de hélice} = 4.377 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$\text{Peso del eje} = 22.073 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

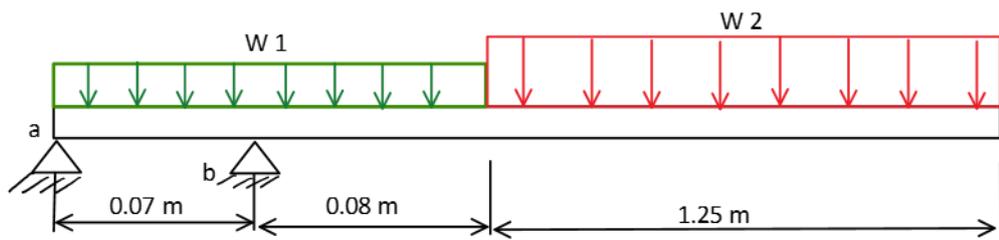
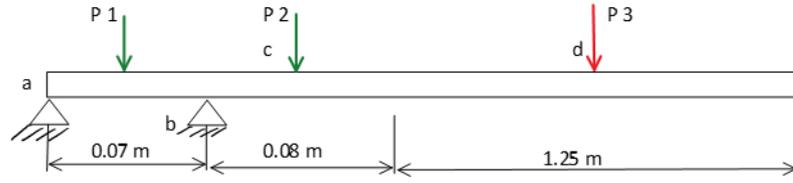


Figura 30 Fuerzas actuantes en el tornillo.

La grafica equivalente con cargas puntuales sería la siguiente, ilustrada en la Figura 31:



**Figura 31** Diagrama de cuerpo libre del tornillo.

$$W_1 = 22.073 \frac{N}{m}$$

$$W_2 = 22.073 + 4.377 = 26.46 \frac{N}{m}$$

$$P1 = 22.07 \cdot 0.07 = 1.545 N$$

$$P2 = 22.07 \cdot 0.08 = 1.766 N$$

$$P3 = 26.46 \cdot 1.25 = 33.075 N$$

$$\sum M_a = 0 \text{ ("+" Sentido antihorario)}$$

$$-0.035P1 + 0.07Rb - 0.11P2 - 0.775P3 = 0$$

$$Rb = \frac{0.035P1 + 0.11P2 + 0.775P3}{0.07}$$

$$Rb = 369.74 N$$

$$\sum F_y = 0 \text{ (}\uparrow \text{ +)}$$

$$-Ra - P1 + Rb - P2 - P3 = 0$$

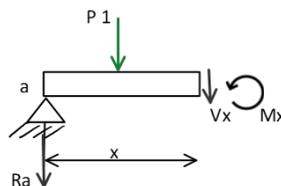
$$Ra = P1 - P2 - P3 + Rb$$

$$Ra = -1.545 - 1.766 - 33.075 + 369.74$$

$$Ra = 333.35 N$$

### Tramo a-b

Esta sección de eje, cuyas cargas y momentos actuantes, se ilustra en la Figura 32.



**Figura 32** Superposición del tramo a-b.

$$P1 = 22.07x$$

$$\sum Mx = 0 \text{ ("+" Sentido antihorario)}$$

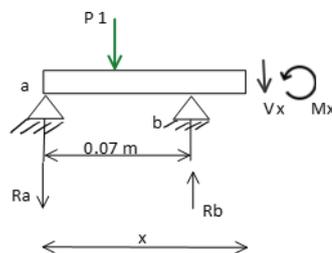
$$xRa + \frac{x}{2} P1 + Mx = 0$$

$$Mx = -314.45x - \frac{x}{2} (22.07x)$$

$$Mx = -333.35x - 11.035x^2$$

### Tramo b-c

Esta sección de eje, cuyas cargas y momentos actuantes, se ilustra en la Figura 33.



**Figura 33** Superposición del tramo b-c.

$$P1 = 22.07 \cdot 0.07 = 1.545 N$$

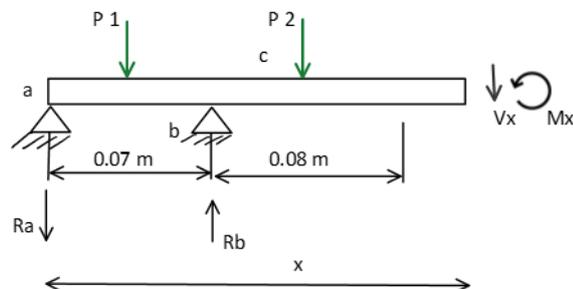
$$\sum Mx = 0 \text{ ("+" Sentido antihorario)}$$

$$xRa + (x - 0.035) P1 - (x - 0.07) Rb + Mx = 0$$

$$Mx = -333.35x - 1.545(x - 0.035) + 369.74(x - 0.07)$$

### Tramo c-d

Esta sección de eje, cuyas cargas y momentos actuantes, se ilustra en la Figura 34.



**Figura 34** Superposición del tramo c-d.

$$P2 = 22.07 \cdot (x - 0.07)$$

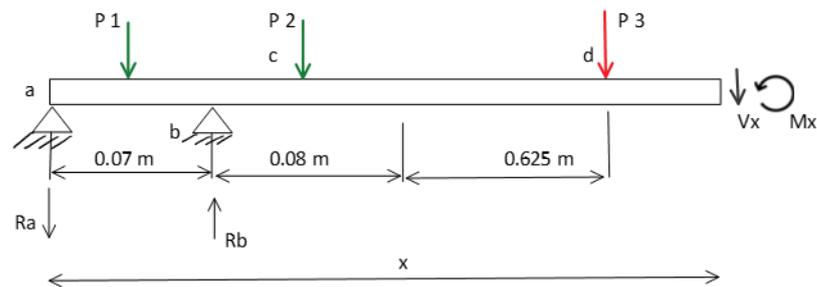
$$\sum Mx = 0 \text{ ("+" Sentido antihorario)}$$

$$xRa + (x - 0.035)P1 - (x - 0.07)Rb + 22.07(x - 0.07)(x - 0.11) + Mx = 0$$

$$Mx = -333.35x - 1.545(x - 0.035) + 369.74(x - 0.07) - 22.07(x - 0.07)(x - 0.11)$$

### Tramo d-e

Esta sección de eje, cuyas cargas y momentos actuantes, se ilustra en la Figura 35.



**Figura 35** Superposición del tramo d-e.

$$P3 = 26.46 \cdot (x - 0.15)$$

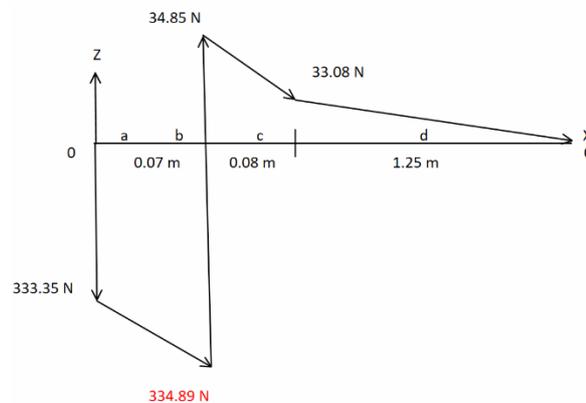
$$\sum Mx = 0 \text{ ("+" Sentido antihorario)}$$

$$xRa + (x - 0.035)P1 - (x - 0.07)Rb + (x - 0.11)P2 + P3(x - 0.775)$$

$$Mx = -333.35x - 1.545(x - 0.035) + 369.74(x - 0.07) - 1.766(x - 0.11) - \dots$$

$$\dots - 26.46(x - 0.775)(x - 0.15)$$

El diagrama de fuerzas cortantes se grafica en la Figura 36 a continuación:



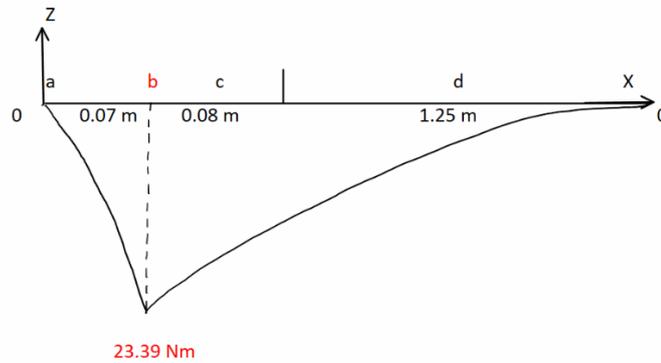
**Figura 36** Diagrama cortante del tornillo en N.

Se puede observar que el mayor momento flector se presentará en el soporte “b”.

$$M_x = -333.35(0.07) - 11.035(0.07)^2$$

$$M_x = -23.39 Nm$$

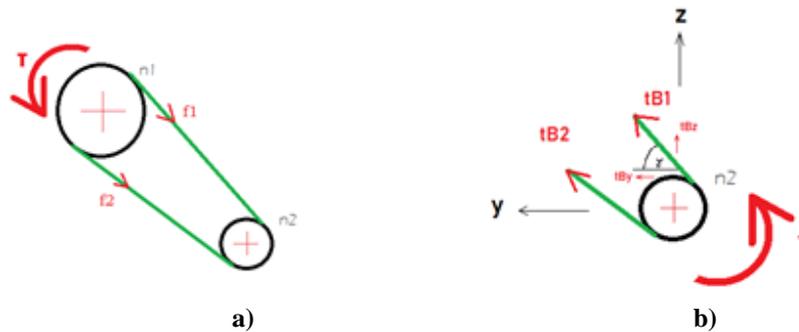
El diagrama de momentos se graficará en la Figura 37 mostrada a continuación:



**Figura 37** Diagrama de momento del tornillo en N·m.

Para complementar el cálculo anteriormente mencionado, se considera a continuación el efecto que ejerce la tensión del sistema de transmisión descrito a continuación, en donde en uno de los planos de acción, se incluirán las reacciones en los apoyos de 333.35 y la de 369.74 N en los puntos A y B respectivamente

### 3.4.2. Tensión en la cadena



**Figura 38** Esquematización de fuerzas actuantes a) En el sistema de transmisión. b) En la rueda dentada del tornillo.

Para la obtención del torque transmitido por la cadena, es necesario recurrir a la ecuación 3-42 del libro de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” 9na ed.[52]

$$H_{nom} = \frac{T \cdot n}{63025} \quad (37)$$

Sin embargo, se menciona que la potencia nominal difiere de la potencia transmitida  $H_d$ , la cual es requerida para estimar el torque real transmitido. Por ende, se establece la ecuación 17-38 del libro de Shigley 9na ed.[52] que:  $H_d = H_{nom} \cdot k_s \cdot n_d$ , mencionando que el factor de diseño  $n_d$  es equivalente a 1, y que el factor de servicio sugerido  $k_s$  de la tabla 17-15 de Shigley 9na ed.[52] se encuentra en la categoría de uniforme con torsión normal de entre 1.0 y 1.2, a lo cual se selecciona un valor intermedio de  $k_s = 1.1$ .

Despejando el torque ejercido y la potencia demandada, se obtiene la siguiente expresión:

$$T = \frac{63025 \cdot H_{nom} \cdot k_s \cdot n_d}{n} = \frac{63025 \cdot 1 \text{ HP} \cdot 1.1 \cdot 1}{355}$$

$$T = 177.57 \text{ lbf} \cdot \text{in} \rightarrow 20.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Asumiendo que el lado flojo  $F_2$  equivale a  $0.15 \cdot F_1$

$$T = \frac{d}{2} (-F_1 + 0.15 \cdot F_1) = 0.425 \cdot d \cdot F_1$$

$$F_1 = \frac{T}{0.425 \cdot d} = \frac{177.54 \text{ lbf} \cdot \text{in}}{0.425 \cdot 4.25 \text{ in}} = 98.29 \text{ lbf}$$

La tensión transmitida resultante es de 98.29 lbf o 437.22 N

### **Tensión en B en los diferentes planos:**

Para determinar las fuerzas actuantes en este punto para el plano a analizarse, se debe determinar el ángulo que posee la cadena con respecto a la horizontal, con lo cual se ha establecido el ángulo  $\gamma = 30^\circ$ , el cual se puede describir de mejor manera en la Figura 38 b, mismo que ayudará en la descomposición de las fuerzas actuantes.

Tensión en B eje z

$$\gamma = 30^\circ$$

$$tB \cdot \cos \gamma = 437.22 \cdot \cos(30) = 378.64 \text{ N}$$

Tensión en B eje y

$$tB \cdot \sin \gamma = 437.22 \cdot \sin(30) = 218.61 \text{ N}$$

### Validación de la cadena a usarse

Al emplearse una cadena de bicicleta para el sistema de transmisión, se validará la potencia máxima transmitida por esta, considerando que esta es una cadena de peso Ligero o cadena ANSI número 41 de 0.5 pulg de paso, por lo tanto, se emplea la ecuación 17-32 de Shigley 9na ed.[52], con la consideración de cadena ligera, en otras palabras, la ecuación utilizada (38) es:

$$H_1 = 0.002 \cdot N_1^{1.08} \cdot n_1^{0.9} \cdot p^{(3-0.07 \cdot p)} \quad (38)$$

Donde  $P$  es el paso de 0.5 pulg,  $N_1$  es el número de dientes de la Catarina, es decir 21  $T$ , y  $n_1 = 355$  rpm

$$H_1 = 0.002 \cdot (21T)^{1.08} \cdot (355 \text{ rpm})^{0.9} \cdot (0.5 \text{ in})^{(3-0.07 \cdot 0.5 \text{ in})}$$
$$H_1 = 1.32 \text{ HP}$$

Al transmitirse alrededor de 1.1 HP al sistema, se puede establecer que la cadena no fallara por potencia transmitida.

#### 3.4.3. Esfuerzos en el segmento del eje sometido a transmisión.

Una vez obtenido las reacciones involucradas en los apoyos y la tensión transmitida en los apartados anteriores, se procede a realizar un nuevo análisis estático con las nuevas consideraciones de carga, para ello, se conoce que esta sección está sometida a cargas en dos planos diferentes mostrados en la Figura 39 y Figura 41 para los planos XY y XZ respectivamente. Debido a la tensión ejercida sobre el mismo, en donde uno de los planos a evaluarse está sometido a mayores cargas y un momento flector causado por el peso del tornillo sinfín.

Plano XY

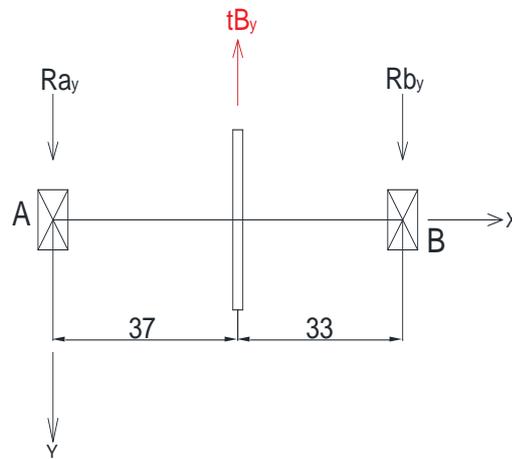


Figura 39 Diagrama de cuerpo libre de la sección de transmisión en el plano XY.

Resolución:

$$tB_y = 218.61N$$

$$l = 70mm$$

$$a = 37 mm$$

$$b = 33mm$$

$$\sum M_{by} = 0$$

$$-tB_y \cdot b + l \cdot Ra_y = 0; Ra_y = \frac{tB_y \cdot b}{l}$$

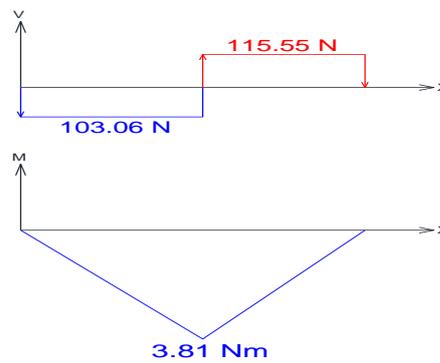
$$Ra_y = \frac{218.61N \cdot 0.033m}{0.07m} = 103.06N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$Ra_y + Rb_y - tB_y = 0; Rb_y = tB_y - Ra_y$$

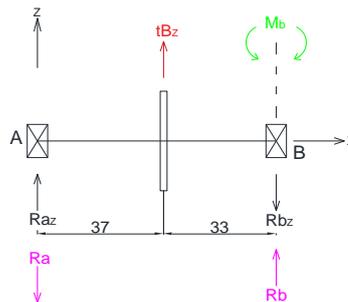
$$Rb_y = 218.61N - 103.06 = 115.55N$$

Estas reacciones y momentos se aprecian de mejor manera en la Figura 40 en los diagramas de corte y momento actuante.



**Figura 40** Diagrama de corte y momento en el plano XY de la sección de transmisión.

Plano XZ



**Figura 41** Diagrama de cuerpo libre de la sección de transmisión en el plano XZ.

Resolución:

$$tB_z = 378.64 \text{ N}$$

$$l = 70 \text{ mm}$$

$$R_a = 333.35 \text{ N}$$

$$R_b = 369.74 \text{ N}$$

$$M_b = 23.39 \text{ Nm}$$

$$a = 37 \text{ mm}$$

$$b = 33 \text{ mm}$$

$$\sum M_{bz} = 0$$

$$-tB_z \cdot b - l \cdot Ra_z + M_b + (R_a \cdot l) = 0; Ra_z = \frac{-tB_y \cdot b + M_b + (R_a \cdot l)}{l}$$

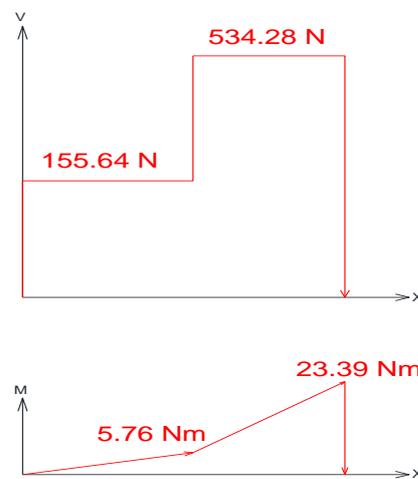
$$Ra_z = 488.99 N$$

$$\sum F_z = 0$$

$$tB_z + Ra_z - Rb_z - R_a + R_b = 0; Rb_z = tB_z + Ra_z - R_a + R_b$$

$$Rb_z = 904.02 N$$

Estas reacciones y momentos se aprecian de mejor manera en la Figura 42 en los diagramas de corte y momento actuante.



**Figura 42** Diagrama de corte y momento en el plano XZ de la sección de transmisión.

$$M_{result} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{(3.81 N \cdot m)^2 + (23.39 N \cdot m)^2}$$

$$M_{result} = 23.70 N \cdot m$$

$$Ra = \sqrt{Ra_y^2 + Ra_z^2} = \sqrt{(103.06 N)^2 + (488.99 N)^2} = 499.73 N$$

$$Rb = \sqrt{Rb_y^2 + Rb_z^2} = \sqrt{(115.55 N)^2 + (904.02 N)^2} = 911.38 N$$

Una vez realizado este recalcu, se procederá al Análisis de resistencia del eje por carga Axial, considerando que el acero presenta una resistencia a la fluencia de  $S_y = 250 \text{ MPa}$ , por lo tanto, los esfuerzos generados no deben superar este valor. El eje que se comprobará es de  $\frac{3}{4}$  pulg, ya que diámetros menores a este dificultaría mucho su fabricación.

$$\sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{270.02 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} \cdot (0.01905)^2} = 0.95 \text{ MPa}$$

Analizando el eje mediante el momento flector:

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 23.70 \text{ Nm}}{\pi \cdot (0.01905)^3} = 34.92 \text{ MPa}$$

Analizando el eje por torsión:

$$\tau_T = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 2.572 \text{ Nm}}{\pi \cdot (0.01905)^3} = 1.895 \text{ MPa}$$

Análisis por cortante V:

$$\tau_V = \frac{V_{\max}}{A} = \frac{534.28}{\frac{\pi}{4} \cdot (0.01905)^2} = 1.87 \text{ MPa}$$

#### 3.4.4. Análisis por fatiga

En el tornillo, el torque puede variar si la distancia entre el tornillo y el nivel de la mezcla en la manguera aumenta o disminuye debido a la manipulación de esta, por este motivo se decide considerar  $\pm 15\%$  en el análisis por torque del tornillo.

$$T_{\max} = 1.15 \cdot 2.572 = 2.958 \text{ Nm}$$

$$T_{\min} = 0.85 \cdot 2.572 = 2.186 \text{ Nm}$$

El esfuerzo debido a la flexión del eje es completamente invertido, por lo tanto, se considera lo siguiente:

$$\sigma_{\max} = 34.92 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min} = -34.92 \text{ MPa}$$

La fuerza axial presente en el eje es de 270.02 N como se calculó anteriormente.

Con el torque máximo y mínimo se procede a determinar el esfuerzo cortante por torque máximo y mínimo.

$$\tau_{T.\max} = \frac{16 \cdot 2.958}{\pi \cdot (0.01905)^3} = 2.18 \text{ MPa}$$

$$\tau_{T.\min} = \frac{16 \cdot 2.186}{\pi \cdot (0.01905)^3} = 1.61 \text{ MPa}$$

Esfuerzos medios y alternos:

Por torque:

$$\tau_m = \frac{2.18 + 1.61}{2} = 1.895 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{2.18 - 1.61}{2} = 0.285 \text{ MPa}$$

Por flexión:

$$\sigma_m = \frac{34.92 + (-34.92)}{2} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{34.92 - (-34.92)}{2} = 34.92 \text{ MPa}$$

Por esfuerzo axial:

Esta carga es constante. Por lo tanto, se considera que es esfuerzo mínimo y máximo son iguales de -0.95 MPa:

$$\sigma_{a.m} = \frac{-0.95 + (-0.95)}{2} = -0.95 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{a.a} = \frac{-0.95 - (-0.95)}{2} = 0 \text{ MPa}$$

Por esfuerzo cortante V:

De la misma manera que en el esfuerzo axial, solamente se tendrá un esfuerzo medio que es equivalente al esfuerzo constante de 1.87 MPa :

$$\tau_{V.m} = 1.87 \text{ MPa}$$

$$\tau_{V.a} = 0 \text{ MPa}$$

Obteniendo un esfuerzo equivalente:

$$\sigma'_a = \left\{ \left( \sigma_{a,f} + \frac{\sigma_{a,a}}{0.85} \right)^2 + 3 \cdot (\tau_a)^2 \right\}^{1/2} \quad (39)$$

$$\sigma'_m = \left\{ (\sigma_{m,f} + \sigma_{m,a})^2 + 3 \cdot (\tau_m)^2 \right\}^{1/2} \quad (40)$$

$$\sigma'_a = \left\{ \left( 34.92 + \frac{0}{0.85} \right)^2 + 3 \cdot (0.285 + 0)^2 \right\}^{1/2} = 34.923 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \left\{ (0 + (-0.95))^2 + 3 \cdot (1.895 + 1.87)^2 \right\}^{1/2} = 6.59 \text{ MPa}$$

Análisis de fatiga mediante Goodman modificado:

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (41)$$

Considerando que para el acero AISI 1018 se tiene un  $S_{ut} = 400 \text{ MPa}$

$$S_e = 0.5 \cdot S_{ut} = 200 \text{ MPa}$$

Factor de superficie, maquinado o laminado en frío.

$$a = 4.51$$

$$b = -0.263$$

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b = 4.51 \cdot (400)^{-0.263} = 0.922$$

Factor de tamaño.

Para  $8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm}$

$$K_b = 1.189 \cdot d^{-0.097} = 1.189 \cdot (19.05)^{-0.097} = 0.8934$$

Factor de carga, prevalece el esfuerzo o carga por flexión.

$$K_c = 1$$

Coeficiente de temperatura.

$$K_d = 1$$

Coeficiente de confiabilidad al 95 %.

$$K_e = 0.868$$

Por lo tanto, el límite a la fatiga se resuelve mediante la ecuación a continuación:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e' \quad (42)$$

$$S_e = 0.922 \cdot 0.8934 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.868 \cdot 200 \approx 143 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad se determina también mediante Goodman.

$$\frac{34.923}{143} + \frac{6.59}{400} = \frac{1}{n}$$
$$n = 3.84$$

Por lo tanto, se establece que el eje no fallará por fatiga.

### 3.4.5. Selección del perfil de la estructura

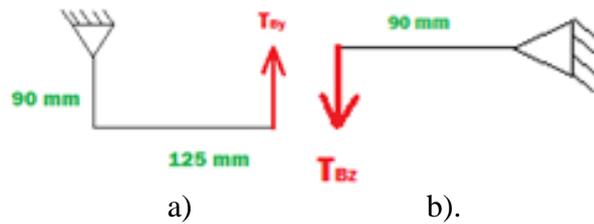
Para este apartado, se graficarán la ubicación de las cargas actuantes sobre la estructura. En donde  $P_1$  es el equivalente al peso que ejerce el compresor sobre la estructura, dividido en los 4 apoyos que posee,  $P_{21}$  y  $P_{22}$ , el peso del tornillo y carga por tolva para cada ubicación.  $P_3$  el peso que ejerce el motor,  $M$  el momento generado por tensión de la cadena.  $P_4$  y  $P_5$  los apoyos de las chumaceras respectivamente.

Determinando el momento ejercido por el motor, se obtienen los momentos siguientes:

$$M_A = 218.61 \text{ N} \cdot 0.125 \text{ m} = 27.33 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_B = 378.64 \text{ N} \cdot 0.09 \text{ m} = 34.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Los momentos calculados se realizan en base a la vista que tiene el observador con respecto al motor cuyas perspectivas se ilustran en la Figura 43 mostrada a continuación.



**Figura 43** Esquematzación de la tensión a) Vista superior, b) Vista frontal. Con respecto al motor.

Determinando las cargas de la masa dentro del tornillo y de la tolva incluyendo la carga anteriormente descrita, se puede apreciar de mejor manera en la Figura 44a y Figura 44b respectivamente.



**Figura 44** Diagrama de cuerpo libre a) Peso del tornillo cargado, b) Cargas sobre cámara del tornillo.

Volumen tornillo cargado=0.0232 m<sup>3</sup> ; peso=3.37 kg=33.06N/1.34m=24.67 N·m<sup>-1</sup>.

Peso tornillo vacío =peso eje+ peso tornillo=26.45 N·m<sup>-1</sup>

Peso tornillo total= 24.67 N·m<sup>-1</sup> + 26.45 N·m<sup>-1</sup> =51.12 N·m<sup>-1</sup>

Volumen de Tova T<sub>v2</sub> = 0.024 m<sup>3</sup> ; peso T<sub>v2</sub> =34.8 kg=341.4N

Resolución:

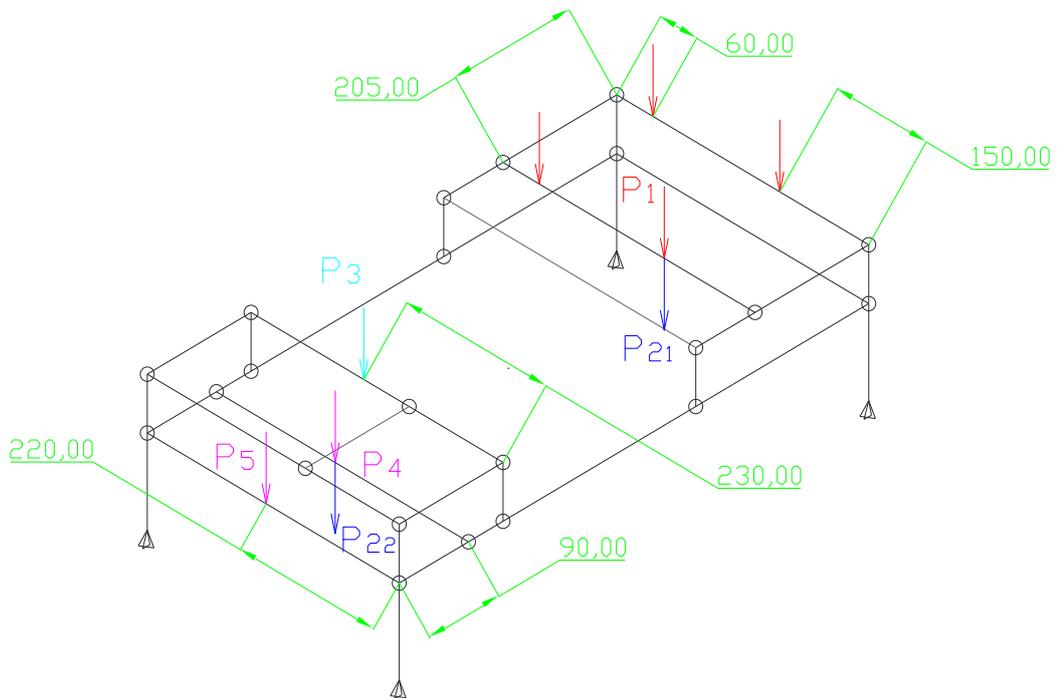
$$T_{r1} = 51.12 \frac{N}{m} \cdot 1.34m = 68.5N$$

$$\sum M_{z_0} = 0$$

$$z_1 = \frac{T_{v2} \cdot 0.33m + T_{r1} \cdot 0.67m}{0.655m} = 242.07N = P_{21}$$

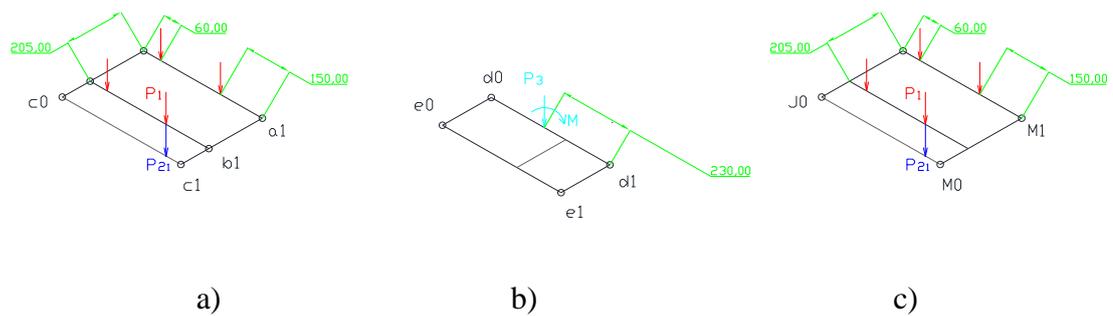
$$z_0 = 167.83N = P_{22}$$

Posterior a ello, se procede a esquematizar las cargas actuantes sobre la estructura ilustradas en la Figura 45 en un mejor detalle.



**Figura 45** Esquema de la disposición de las cargas soportadas por la estructura.

Dado que el gráfico puede originar confusiones, se procede a evaluar la estructura por pisos descritas a continuación, un ejemplo de esto es el Piso 1 ilustrado en la Figura 46.



**Figura 46** Esquema de las cargas aplicadas sobre a) Los traveses a y b (apoyo del compresor), b) La trabe d (apoyo del motor), c) En las vigas J y M.

Elemento  $a_0 - a_1$  (Ver elemento 2 en el plano ESTRUCTURA)

$$\frac{P_1}{4} = \frac{35kg}{4} = 85.84N$$

$$\sum M_{a_0} = 0$$

$$a_1 = \frac{P_1 \cdot (60 + 350)}{500} = 70.39N$$

$$a_0 = 101.42N$$

Elemento  $b_0 - b_1$  (Ver elemento 9 en el plano ESTRUCTURA)

$$\sum M_{b_0} = 0$$

$$b_1 = \frac{P_1 \cdot (60 + 350) + P_{21} \cdot 350}{500} = 239.72N$$

$$b_0 = 174.17N$$

Elemento  $d_0 - d_1$  (Ver elemento 2 en el plano ESTRUCTURA)

$$P_3 = 10kg = 98.1N$$

$$\sum M_{d_1} = 0$$

$$d_0 = \frac{P_3 \cdot 230 + M}{500} = 113.38N$$

$$d_1 = -15.04N$$

Elemento  $J_0 - J_1$  (Ver elemento 6 en el plano ESTRUCTURA)

$$\sum M_{J_0} = 0$$

$$J_1 = \frac{b_0 \cdot 95 + a_0 \cdot 300}{300} = 156.59N$$

$$J_0 = 119.04N \rightarrow 26.75lbf$$

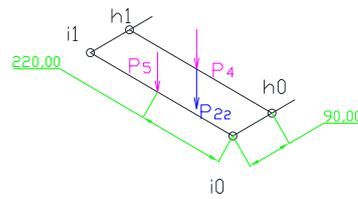
Elemento  $M_0 - M_1$  (Ver elemento 6 en el plano ESTRUCTURA)

$$\sum M_{M_0} = 0$$

$$M_1 = \frac{b_1 \cdot 95 + a_1 \cdot 300}{300} = 146.27N$$

$$M_0 = 163.80N$$

Para el Piso 2 ilustrado en la Figura 47, se resuelve de la siguiente manera:



**Figura 47** Esquema de las cargas aplicadas sobre las traves h e i.

Elemento  $h_0 - h_1$  (Ver elemento3 en el plano ESTRUCTURA)

$$P_4 = R_b = 911.38N$$

$$P_5 = R_a = 499.73N$$

$$\sum M_{h_0} = 0$$

$$h_1 = \frac{P_4 \cdot 270 + P_{22} \cdot 270}{500} = 582.77N$$

$$h_0 = 496.44N \rightarrow 111.56\text{ lbf}$$

Elemento  $i_0 - i_1$  (Ver elemento10 en el plano ESTRUCTURA)

$$\sum M_{i_0} = 0$$

$$i_1 = \frac{P_5 \cdot 270}{500} = 269.85N$$

$$i_0 = 229.88N$$

A continuación, se resuelve trasladando las cargas puntuales determinadas con antelación en las siguientes vigas O y viga N. Ilustrando su ubicación en la Figura 48 y Figura 49 respectivamente.



**Figura 48** Diagrama de cuerpo libre aplicado en la viga O.

Viga  $O_0 - O_1$  (Ver elemento1 en el plano ESTRUCTURA)

$$L_1 = d_1 = 15.04N$$

$$\sum M_{O_0} = 0$$

$$O_1 = \frac{h_1 \cdot 90 + L_1 \cdot 200 + M_0 \cdot 650 + M_1 \cdot 950}{950}$$

$$O_1 = 310.39 N$$

$$O_0 = 837.26 N \rightarrow 188.15 \text{ lbf}$$

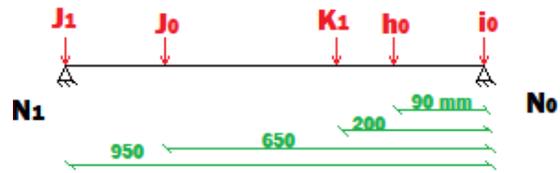


Figura 49 Diagrama de cuerpo libre aplicado en la viga N.

Viga  $N_0 - N_1$  (Ver elemento 1 en el plano ESTRUCTURA)

$$k_1 = d_0 = 113.38 N \rightarrow 25.48 \text{ lbf}$$

$$\sum M_{N_0} = 0$$

$$N_1 = \frac{h_0 \cdot 90 + k_1 \cdot 200 + J_0 \cdot 650 + J_1 \cdot 950}{950}$$

$$N_1 = 308.94 N$$

$$N_0 = 806.39 N$$

Finalmente, se procede a realizar los diagramas de corte y momento para las vigas analizadas:

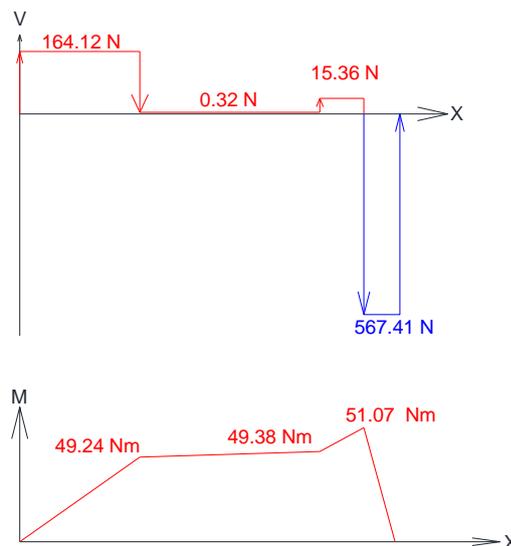
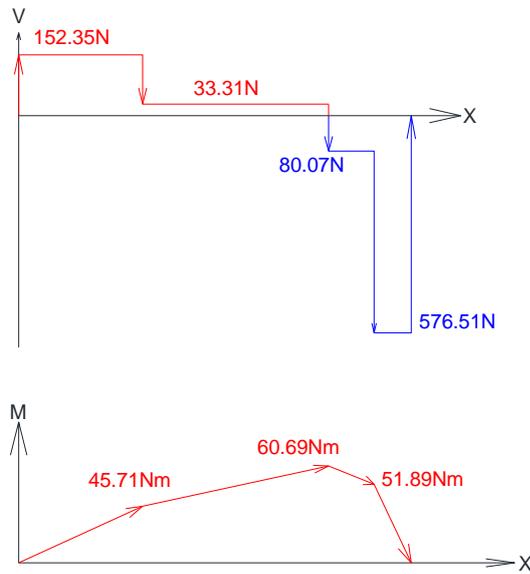


Figura 50 Diagrama cortante y momento de la viga O.

Como se puede apreciar, el elemento que soporta las reacciones de mayor magnitud es la viga O ilustrado en la Figura 50, para su posterior análisis como columna, sin

embargo, el momento y cortante mayor se encuentra en la viga N como se observa en la Figura 51, por ende, este será la viga analizada para cortante y momento

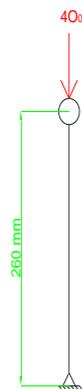


**Figura 51** Diagrama cortante y momento de la viga N.

$$M_{\max} = 60.69 \text{ N}\cdot\text{m} \rightarrow 537.08 \text{ lbf}\cdot\text{in}$$

$$V_{\max} = 576.51 \text{ N} \rightarrow 129.55 \text{ lbf}$$

La determinación del perfil a usarse se obtiene mediante el análisis de cargas por diseño de columna, estableciendo que la carga máxima aplicada sobre este será 4 veces superior a la carga máxima determinada de los perfiles  $O_0-O_1$  y  $N_0-N_1$  ilustrada en la Figura 52, es decir  $4 \cdot O_0$ .



**Figura 52** Diagrama de cuerpo libre aplicado sobre la columna crítica Elemento  $h_0 - h_1$  (Ver elemento8 en el plano ESTRUCTURA).

$$k = 2.1 \rightarrow 5-135 \text{ AISC } 9_{na} \text{ ed}$$

$$L = 260\text{mm} \rightarrow 10.24\text{in}$$

Se asume una esbeltez  $[\lambda]=50\dots$

$$F_a = 18.35 \text{ ksi} \rightarrow 3-16 \text{ AISC } 9_{na} \text{ ed}$$

$$P = 4 \cdot O_0 = 4 \cdot 188.15\text{ lbf} = 752.59\text{ lbf}$$

$$A = \frac{P}{F_a} \quad (43)$$

$$\frac{752.59\text{ lbf} \cdot \text{in}^2}{18.35 \cdot 10^3 \text{ lbf}} = 0.041\text{in}^2$$

Usando perfil L1x1x1/8 cuyas propiedades son:

$$A = 0.234\text{in}^2 \quad s_x = 0.031\text{in}^3$$

$$r_{\min} = 0.196\text{in} \quad I_x = 0.022\text{in}^4$$

Evaluando esfuerzos por carga axial  $[\lambda]$ :

$$[\lambda] = \frac{k \cdot L}{r} \quad (44)$$

$$[\lambda] = \frac{k \cdot L}{r} = \frac{2.1 \cdot 10.24\text{in}}{0.196\text{in}} = 109.71 \approx 110; F_a = 11.67\text{ksi}$$

$$P = A \cdot F_a; P = 0.234\text{in}^2 \cdot 11.67\text{ksi} = 2.73 \cdot 10^3 \text{ lbf} > 353.8\text{ lbf}$$

EL PERFIL SOPORTA ESTE ESFUERZO

Evaluando esfuerzos a flexión:

$$\sigma_{f_b} < \sigma_{F_b}; F_b = 0.6 \cdot F_y$$

$$\sigma_{f_b} = \frac{M_{\max}}{s_x} = \frac{537.08\text{ lbf} \cdot \text{in}}{0.0341\text{in}^3} = 15.797\text{ksi}$$

$$15.80\text{ksi} < 0.6 \cdot 36\text{ksi} \rightarrow 15.80\text{ksi} < 21.6\text{ksi}$$

EL PERFIL SOPORTA ESTE ESFUERZO

Evaluando esfuerzos a cortante:

$$\frac{d}{t_w} < \frac{380}{\sqrt{F_y}}; \frac{1in}{0.125in} < \frac{380}{\sqrt{36}}; 8 < 63.33$$

$$\sigma_{f_v} \leq \sigma_{F_v}; F_v = 0.4F_y$$

$$\sigma_{f_v} = \frac{V}{A_{ef}} = \frac{129.55lbf}{1in \cdot 0.125in} = 1.04ksi$$

$$1.04ksi < 0.4 \cdot 36ksi \rightarrow 1.04ksi < 14.4ksi$$

## EL PERFIL SOPORTA ESTE ESFUERZO

Para evaluar el perfil por deflexión, se procede de la siguiente forma, descrita en la Figura 53, misma que es empleada por el “Instituto americano de la construcción en acero” o AISC por sus siglas en inglés. Se resolverá mediante el método de Superposición, para de esta forma determinar la deflexión máxima actuante sobre la viga



**Figura 53** Esquematización de viga simple con carga puntual en cualquier punto CASO 8 manual AISC 9na ed. [53].

$$\Delta_x = \frac{P \cdot a \cdot b \cdot (a + 2 \cdot b) \cdot \sqrt{3 \cdot a \cdot (a + 2 \cdot b)}}{27 \cdot E \cdot I \cdot l} \quad (45)$$

$$E = 29 \cdot 10^6 \text{ psi}$$

$$l = 37.4in$$

$$\Delta_1$$

$$a = 8.07in$$

$$b = 29.33in$$

$$P = J_0 = 26.75lbf$$

$$\Delta_1 = 0.0263in$$

$$\Delta_2$$

$$a = 29.53in$$

$$b = 7.87in$$

$$P = k_1 = 25.48lbf$$

$$\Delta_2 = 0.0263in$$

$$\Delta_3$$

$$a = 33.86in$$

$$b = 3.54in$$

$$P = h_0 = 111.56lbf$$

$$\Delta_3 = 0.0547in$$

$$\Delta_{tot} = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = 0.1075in$$

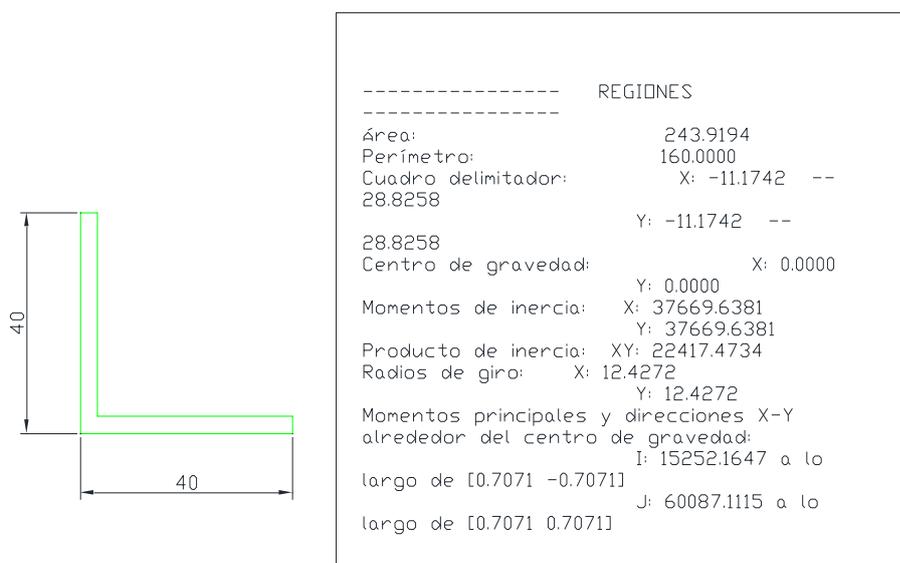
Considerando que la deflexión permisible  $[\Delta]$  cumpla con el siguiente parámetro:

$$[\Delta] = \frac{L}{1000} = \frac{37.4}{1000} = 0.0374$$

Se llega a la conclusión que el perfil supera el valor anterior, por ende, fallará en cuanto a la deflexión permitida

Al realizar la estructura con un perfil L de 40 x 40 x 3.175 mm, se procede a realizar la validación del perfil mediante la herramienta Autodesk AutoCAD, de la cual se Obtiene la inercia en el plano X=Y, correspondiente a 37669.64 mm<sup>4</sup> o 0.0905 in<sup>4</sup>.

Datos que se aprecian de mejor manera en la Figura 54, cabe recalcar que muchos proveedores de acero también proporcionan estos datos en los catálogos de perfiles comerciales, pero estos no son muy precisos para su estudio y cálculo al no Considerar 3 decimales y de trabajar en centímetros cuadrados en la mayoría de los casos.



**Figura 54** Propiedades físicas del perfil empleado en la estructura obtenido del programa Autodesk AutoCAD.

Dado estas propiedades, se determinará la deflexión de este perfil en base a las ecuaciones aplicadas para este caso de viga y empleando el método de superposición:

$$\Delta_1 = 0.0064in$$

$$\Delta_2 = 0.0064in$$

$$\Delta_3 = 0.0133in$$

$$\Delta_{tot} = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = 0.0325in \rightarrow 0.83mm$$

$$0.0261in < 0.0374in$$

EL PERFIL ES EL ADECUADO

Cabe recalcar que el parámetro de deflexión para esta estructura solicita prácticamente una deflexión inexistente o insignificante, sin embargo, esto garantizará que el tornillo no sufra de cargas generadas por deformación en la estructura.

#### 3.4.6. Selección de rodamientos

Empleando la ecuación 7.20c del libro diseño de máquinas de Robert Norton cuarta edición [54], y un factor de confiabilidad de Weibull  $R\%$  entre 94 y 96 % de cojinetes que sobreviven del proveedor equivalente a una vida relativa a la fatiga o factor de Confiabilidad  $K_R$  aproximado a 0.62, Se determinará las revoluciones máximas que puede alcanzar un rodamiento para un eje de  $\frac{3}{4}$  pulg. Los cuáles serán empleados tanto en los apoyos a y b como chumaceras de cojinetes de bolas.

Para realizar el cálculo de las revoluciones y vida hora de las chumaceras a usarse, se considerará la reacción resultante en el punto B o carga radial  $F_r$  de 911.8N y la fuerza axial o carga de empuje  $F_a$  de 270.02 N. Considerando que gira el anillo interior de este elemento, por ende,  $V$  es equivalente a 1 siendo necesario determinar la carga equivalente mediante la ecuación 7.22 a [54].

**Tabla 11** Especificaciones de chumaceras de la marca Koyo para rodamientos de  $\frac{3}{4}$  pulg.

Diámetro pulgadas	No. Unidad	No. Alojamiento	Capacidad de carga		Factor $f_o$
			dinámica	estática	
0.75	UCP204- 12	P204	12.8 kN	6.65kN	13.2

Tabla de dimensiones de chumaceras. Fuente: Koyo [55].

Los datos de la capacidad de carga son obtenidos del catálogo de chumaceras de la compañía Koyo [56], mismos que están detallados en la

Tabla 11.

Dado esto, se considerará la equivalencia de  $F_a/C_0$  para determinar así el valor de la abscisa o factor  $e$  otorgado, mismo que se obtiene de la tabla del fabricante en la Tabla 12 descrita a continuación.

**Tabla 12** Tabla de la carga equivalente radial de la marca Koyo.

$\frac{f_o \cdot F_a}{C_{0r}}$	$e$	$(F_a/F_r) \leq e$		$(F_a/F_r) > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19				2.30
0.345	0.22	1	0	0.56	1.99
0.689	0.26				1.71

Bearing specification tables. Fuente: Koyo [56].

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \quad (46)$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{270.02N}{1 \cdot 911.38N} = 0.296$$

$$\frac{f_o \cdot F_a}{C_0} = \frac{13.2 \cdot 0.27002kN}{6.65kN} = 0.536$$

$$\frac{f_o \cdot F_a}{C_0} \Rightarrow e \quad (47)$$

Determinado este factor mediante interpolación, la cual está resuelta en la Tabla 13. Permitirá determinar la carga equivalente para la ecuación (48).

**Tabla 13** Tabla de interpolación para datos del rodamiento a usarse

$\frac{f_o \cdot F_a}{C_0}$	e	Y
0.345	0.22	1.99
0.536	0.242	1.835
0.689	0.26	1.71

Fuente: Autoría propia

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (48)$$

$$P = 0.56 \cdot 1 \cdot 911.38 + 1.835 \cdot 270.02 = 1005.86N$$

Se considerará un factor de sobrecarga de 2.75 veces la carga equivalente normal, debido a que se considerará un uso de alrededor de 10 horas y de impacto considerable debido al momento ejercido por el transporte del material.

$$L_{10} = \left( \frac{C_{10}}{P} \right)^3 \quad (49)$$

$$\left( \frac{12.8kN}{2.75 \cdot 1.01kN} \right)^3 = 97.87 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$L_p = K_R \cdot L_{10} = 0.62 \cdot 97.87 \cdot 10^6 = 60.68 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$L_p = l_d \cdot n \cdot 60$$

$$l_d = \frac{L_p}{60 \cdot n} \quad (50)$$

$$\frac{(60.68 \cdot 10^6 \text{ revoluciones})}{60 \cdot 415 \text{ RPM}}$$

$$l_d = 2.43 \text{ kHrs}$$

Terminado este cálculo, se establece que el rodamiento garantiza una vida útil superior a las 2000 horas de uso continuo, lo cual indica que si el rodamiento presenta inconvenientes o averías, se debe realizar los mantenimientos correspondientes a la máquina y el cambio de rodamientos respectivos.

### 3.5. Cálculos para la pistola de dispersión.

Para el dimensionamiento de la pistola de dispersión, se optará tanto por el dimensionamiento del compresor a usarse y del diseño de la boquilla de dispersión del cemento a revocar

#### 3.5.1. Consumo de aire en la boquilla.

Partiendo de la ecuación (9)

$$\dot{Q} = \mu \cdot \left( \frac{P_a}{P_o} \right) \cdot A \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \left( \frac{2 \cdot R \cdot T_a \cdot k}{k+1} \right)^{0.5}$$

Se obtienen los siguientes datos, donde los datos de  $R$  y  $k$  son obtenidos de las tablas de Cengel del libro transferencia de calor y masa cuarta edición tabla A1 [57].

$$P_a = 0.4452 \text{ bar}$$

$$P_o = 0.719 \text{ bar}$$

$$D_{\text{boquilla}} = 3.5 \text{ mm promedio}$$

$$R = 0.287 \cdot 10^3 \text{ J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \text{ ó } 287 \text{ m}^2 \cdot (\text{s}^2 \cdot \text{K})^{-1}$$

$$k=1.4$$

$$T_a=12^\circ \text{ C ambiente} +15^\circ \text{ C equivalentes a } 300 \text{ K}$$

$$\mu=0.9$$

$$\dot{Q} = 0.9 \cdot \left( \frac{0.4452 \text{ bar}}{0.719 \text{ bar}} \right) \cdot \left( \frac{\pi \cdot 0.0035^2}{4} \right) m^2 \cdot \left( \frac{2}{1.4+1} \right)^{\frac{1}{1.4-1}} \cdot \left( \frac{2 \cdot 287 \frac{m^2}{s^2 \cdot K} \cdot 300 \text{ K} \cdot 1.4}{1.4+1} \right)^{0.5}$$

$$\dot{Q} = 1.08 \cdot 10^{-3} \left[ \frac{m^3}{s} \right] = 1.08 \left[ \frac{l}{s} \right]$$

Calculando el consumo corregido por altura de la ecuación (10)

$$\dot{Q}_{corr} = \frac{\dot{Q}}{\frac{P_o}{P} \cdot \sqrt{\frac{T}{T_o}}}$$

Donde:

$$P=1.013 \text{ bar}$$

$$T=17^\circ \text{ C}$$

$$P_o=0.719 \text{ bar}$$

$$T_o=12^\circ \text{ C}$$

$$\dot{Q}_{corr} = \frac{1.08 \left[ \frac{l}{s} \right]}{\frac{0.719 \text{ bar}}{1.013 \text{ bar}} \cdot \sqrt{\frac{17+273 \text{ k}}{12+273 \text{ k}}}} = 1.50 \left[ \frac{l}{s} \right]$$

Para determinar el consumo real, se procede a resolver el rendimiento volumétrico y el coeficiente de calentamiento del gas de la siguiente forma mediante la ecuación (12) y (13) respectivamente.

$$k_s = 1 - \varepsilon \cdot \left[ (\varphi)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

$$k_{Te} = 1 - 0.025 \cdot (\varphi - 1)$$

Donde:

$$\varepsilon = 0.12$$

$\varphi = 8/4$  en base a las presiones obtenidas del compresor de forma experimental

$n =$  coeficiente politrópico del aire  $= 1.4$

$$k_s = 1 - 0.12 \cdot \left[ \left( \frac{8 \text{ bar}}{4 \text{ bar}} \right)^{\frac{1}{1.4}} - 1 \right] = 0.9231$$

$$k_{Te} = 1 - 0.025 \cdot \left( \frac{8 \text{ bar}}{4 \text{ bar}} - 1 \right) = 0.975$$

Finalmente se resuelve la ecuación 11 donde  $k_p = 0.97$  y  $k_h = 0.98$

$$\eta_v = k_s \cdot k_p \cdot k_{Te} \cdot k_h = 0.9231 \cdot 0.97 \cdot 0.975 \cdot 0.98 = 0.86$$

$$\dot{Q}_T = \frac{\dot{Q}_{corr}}{\eta_v} = \frac{1.50 \left[ \frac{l}{s} \right]}{0.86} = 1.75 \left[ \frac{l}{s} \right]$$

### 3.5.2. Dimensionamiento del depósito o acumulador.

Ya obtenido el consumo real requerido por la herramienta neumática, se procede a determinar el volumen mínimo requerido para realizar el proceso de revocado mediante la resolución de la ecuación (14):

$$V_d = \frac{0.25 \cdot \dot{Q}_T \cdot T_a \cdot P_o}{f_{\max} \cdot \Delta P \cdot T_o}$$

Donde la frecuencia de carga y descarga es de 2.5 minutos o 150 segundos, por ende:

$$f_{\max} = 1/150 \text{ s}$$

$$V_d = \frac{0.25 \cdot 1.75l \cdot 300 \text{ K} \cdot 0.719 \text{ bar}}{\frac{1}{150 \text{ s}} \cdot 2 \text{ bar} \cdot 285 \text{ K}} = 24.83l$$

Obtenido estos datos se llega al siguiente análisis:

Flujo requerido =  $1.75 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  o 3.71 cfm

Volumen mínimo del tanque o depósito = 24.83 l

### 3.5.3. Velocidad de proyección del mortero.

En el estudio de B. Lu et al. Se realizan pruebas para determinar una proyección pareja sin residuos de material dispersados al momento de que el chorro choca con la pared, Para ello se emplearon parámetros como el radio de bombeo, la presión de aire de inyección, la velocidad de salida en la boquilla y la distancia desde la boquilla hacia la pared a proyectar, consiguiendo un error del 9.92 % en sus análisis.

Conociendo los parámetros necesarios como la velocidad de salida del mortero, se puede obtener una proyección óptima a una distancia adecuada mencionada por los autores. La variable conocida es la velocidad de proyección, ya que esta se puede modificar al cambiar el área de salida de la boquilla. Conociendo esta velocidad se elegirá una velocidad de desplazamiento adecuada mediante los resultados del análisis de B. Lu et al. [16].

Se menciona también que la distancia entre la boquilla y la pared no se analiza, ya que el correcto revoque solo depende de la velocidad lineal de traslación y del caudal de proyección.

Para calcular la velocidad de la boquilla, se utiliza la siguiente fórmula. Misma que utilizan B. Lu et al. [16] y es una variación de la ecuación (3) considerando que el caudal  $Q = A \cdot v$

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v$$

Donde:

$\dot{m}$  = flujo másico del mortero

$\rho$  = densidad del mortero

$A$  = área de salida de la boquilla

$v$  = velocidad lineal para la boquilla

Despejando la velocidad se obtiene las siguientes expresiones:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}$$
$$v = \frac{154.063 \frac{g}{s}}{1.45 \frac{g}{cm^3} \cdot 3.5cm \cdot 0.9cm} = 33.73 \frac{cm}{s}$$

Entonces, el operador de la máquina revocará a 33.73 cm/s aproximadamente para que no existan desperdicios de material.

### **3.6.Precauciones de seguridad.**

Por motivos de seguridad del operador, se recomienda que se cumplan las siguientes pautas de seguridad.

#### **3.6.1. Seguridad del Operario.**

- Evitar manipular el tablero eléctrico, abriéndolo mientras la máquina se encuentra en operación.
- No colocar la mano dentro de la tolva mientras el tornillo está girando.
- Evitar manipular los piñones y cadena mientras la máquina está en funcionamiento.
- Cerrar la compuerta antes de encender la máquina.

### **3.7.Mantenimiento.**

#### **3.7.1. Lubricación**

Dado que se tratan de piezas giratorias, se debe lubricar las chumaceras por lo menos una vez al mes.

Es importante que los piñones y la cadena de transmisión estén lubricadas, se recomienda lubricarlas con aceite una vez al día o previo al uso.

### **3.7.2. Limpieza**

Debido a que la máquina trabaja con mortero, se debe tener cuidado en no dejar secar este material dentro del tubo del tornillo o dentro de la manguera.

Para realizar una correcta limpieza, se deben seguir los pasos descritos a continuación una vez que se termine de operarla.

Mientras la máquina sigue en funcionamiento:

- 1) Retirar la boquilla de proyección.
- 2) Colocar la manguera a nivel del suelo.
- 3) Asegurarse que todo el mortero haya salido de la manguera.
- 4) Insertar agua en la tolva de la máquina.
- 5) Repetir el paso 4 hasta que se observe que no salga restos de cemento.
- 6) Desmontar la manguera.
- 7) Revisar si el tubo del tornillo está completamente limpio, si no lo está, colocar agua en la tolva para que este se limpie.
- 8) Apagar la máquina.
- 9) Accionar el disyuntor de seguridad.

## CAPÍTULO IV

### RESULTADOS OBTENIDOS Y ANÁLISIS DE COSTOS DE LA MÁQUINA

#### 4.1. Resultados obtenidos

Se realizaron pruebas de caudal y de revoque. Los datos experimentales se realizaron tomando en cuentas configuraciones de variables fijadas y variables manipuladas.

Configuración 1)

Tornillo:

- Paso 44 mm
- Diámetro exterior 44 mm
- 415 rpm

Tabla 14. Resultado de las mediciones realizadas

Pruebas	Caudal con manguera (m <sup>3</sup> /h)		Caudal sin manguera (m <sup>3</sup> /h)		
	Con aire	Sin aire	Con aire	Sin aire	
	Altura (0m)	Altura (1m)	Altura (0m)	Altura (1m)	Altura (0m)
1	0,48	0,39	0,26	0,19	0,58
2	0,52	0,42	0,30	0,18	0,56
3	0,46	0,39	0,31	0,18	0,58
<b>Promedio</b>	<b>0,49</b>	<b>0,40</b>	<b>0,29</b>	<b>0,18</b>	<b>0,57</b>

Fuente: Autoría propia

Como se puede observar, para el tornillo sin colocar la manguera y con 415 rpm se obtuvo un promedio de  $0.5754 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , el valor calculado anteriormente es de  $0.5702 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , lo que significa que existe un error del 1%.

En operación normal, es decir a 415 rpm, con suministro de aire para bombeo y a 0m de altura, el caudal obtenido fue de  $0.4848 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , existiendo una pérdida volumétrica interior de un 16 %, no existen pérdidas volumétricas exteriores.

### 4.1.1. Proyección del mortero

La proyección del mortero se presentó de manera no continua o intermitente, esto debido a que el suministro de presión para el impulso del mortero causa que el material ubicado detrás de este se detenga, y el material que se encuentra por delante del punto de suministro sea impulsado y proyectado.

Mediante datos experimentales se obtuvo que el tiempo de corte cuando el material no es proyectado es de 2 segundos.

Considerando esta proyección del mortero no continuo, el caudal promedio obtenido fue de  $0.49 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , mismo que cumple con los objetivos del presente proyecto.

La geometría de proyección depende solamente de la geometría de la boquilla, para el proyecto presente se utilizó una boquilla con geometría rectangular mencionada anteriormente, eso resulta en una proyección rectangular en la pared a revocar.

### 4.2. Cronograma de actividades.

Las actividades dedicadas al proyecto se pueden observar en la Figura:

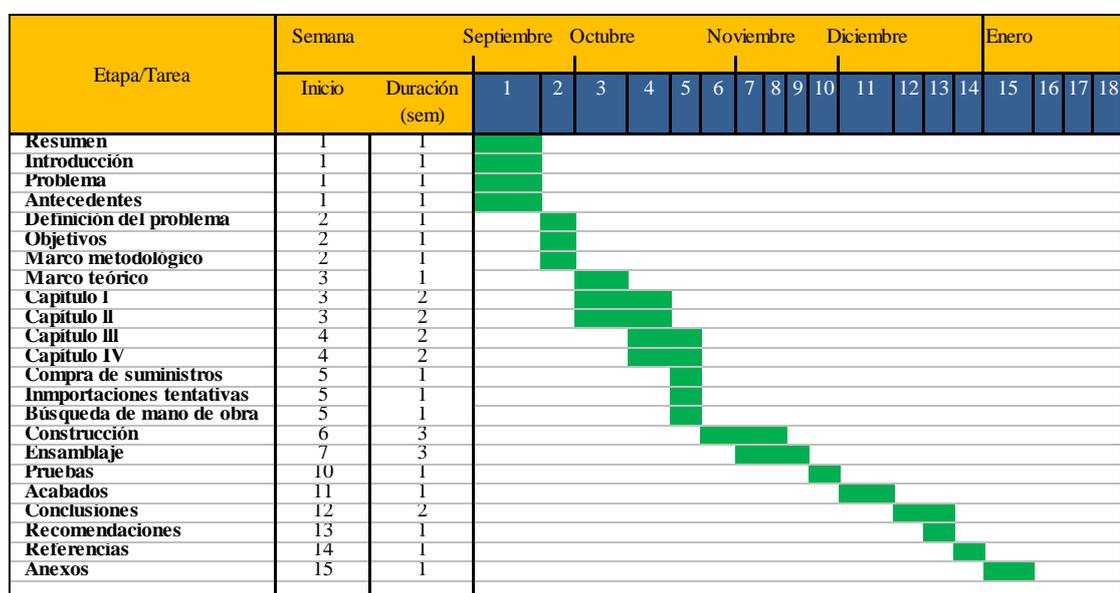


Figura 55. Cronograma de actividades.

### 4.3. Análisis de costos de la máquina.

Para obtener los costos totales del prototipo se debe conocer los costos directos e indirectos.

### 4.4. Costos directos

Estos costos se relacionan directamente con la construcción del prototipo, los costos directos son de:

- Materia prima
- Mano de obra
- Accesorios

A continuación, se detalla los costos de los materiales utilizados y elementos normalizados para la construcción del prototipo.

**Tabla 15.** Costos de material eléctrico.

Material eléctrico y accesorios					
Descripción	Material	Dimensiones / descripción	Cantidad	Costo unitario (\$)	Costo final (\$)
Extensión	Cable flexible	AWG 12	5 m	19.62	19.62
Cable	Cable sólido	AWG 12	2 m	0.54	1.07
Caja de paso	Latón	20·20·10 cm	1	5.20	5.20
Riel para tablero	Latón	1 m	1	3.00	3.00
Breaker		32 A 120V	1	5.71	5.71
Relé térmico		16-22 A	1	26.79	26.79
Botonera	Plástico	Marcha-Paro	1	4.02	4.02

Contactor		4KW 120V	1	26.79	26.79
Luz piloto	Verde	22mm	1	1.61	1.61
Cable	Cable flexible	14 AWG	6 m	0.63	3.75
Herrajes y tornillería	varios	varios		11.25	11.25
varios				25.00	25.00
<b>TOTAL (\$)</b>					<b>133.81</b>

Fuente: Autoría propia

**Tabla 16.** Costos de material neumático.

Equipos y accesorios Neumáticos					
Descripción	Material	Dimensiones	Cantidad	Costo unitario (\$)	Costo final (\$)
Compresor 2.5 HP		50L-8Bar	1	400.37	400.37
Manguera gas	Caucho	0.5 “·1.5m	1	2.55	2.55
Válvula globo	A304	0.5 “	3	6.30	18.90
Plug macho	A304	0.5 “	1	1.90	1.90
Fitting Tee	Bronce	0.5”	3	3.20	9.60
Acople Rápido	A304	varios	1	7.18	7.18
Acople Rápido	Bronce	varios	2	4.00	8.00
Manómetro		60 psi 1/8”	1	8.00	8.00

Manómetro	160 psi 1/8"	1	10.00	10.00
Rollo teflón	Teflón	1	0.45	0.45
varios			5.00	5.00
<b>TOTAL (\$)</b>			<b>448.95</b>	
Fuente: Autoría propia				

**Tabla 17.** Costos del sistema motriz.

Maquina motriz y sistema de transmisión					
Descripción	Material	Dimensiones	Cantidad	Costo unitario (\$)	Costo final (\$)
Motor		1HP 3500rpm	1	140.00	140.00
Reductor		10:1	1	200.00	200.00
Polea simple	Aluminio	4"	4	4.50	9.00
Polea simple	Aluminio	5"	1	4.91	5.50
Banda	caucho		1	3.57	4.00
Rueda dentada		21 T	1	5.50	5.50
Rueda dentada		28 T	1	6.75	6.75
Chumacera		UCP 204 0.75"	2	6.70	15.00

Tornillería	Varios	Varios	8.00	8.00
<b>TOTAL (\$)</b>				<b>393.75</b>

Fuente: Autoría propia

**Tabla 18.** Costos de estructura metálica.

Estructura					
Descripción	Material	Dimensiones	Cantidad	Costo unitario (\$)	Costo final (\$)
Eje	SAE 1018 CD	0.75"·140cm	2	8.40	16.80
Platina	SAE 1018 CD	0.5"·0.125"	3	2.45	8.22
Ángulos	A36	40·37cm·0.125"	16.5 m	11.50	11.50
Perfiles	A36	Varios		2.00	2.00
Plancha	Galvanizado		1	5.00	5.00
Plancha	Galvanizado		1	6.50	6.50
Plancha	A36		2	4.00	4.00
Tubo rectangular	A36		3 m	2.50	2.50
Manguera	Caucho	2m·2.5"	1	160.00	160.00
<b>TOTAL (\$)</b>				<b>202.35</b>	

Fuente: Autoría propia

**Tabla 19.** Costos varios

Accesorios, Herramientas y pintura					
Descripción	Material	Dimensiones	Cantidad	Costo	Costo
				unitario	final
				(\$)	(\$)
Bushin	PP	2"-0.5"	1	3.14	3.14
bushin	PP	1"-0.5"	1	1.17	1.17
bushin	PP	1.25"-1"	1	0.94	0.94
bushin	PP	0.5"-0.25"	1	0.96	0.96
Unión Universal	PP	2"	1	10.22	10.22
Unión Universal	PP	1.25"	1	2.24	2.24
Tapón macho	PP	0.5"	1	0.31	0.31
Tapón hembra	PP	0.75"	1	0.65	0.65
Tapón hembra	PP	1"	1	1.20	1.20
Acople reductor	PP		1	2.00	2.00
Tobera	Aluminio			1.00	1.00
Nylon	Nylon	45·100 mm	1	3.71	4.16
Anticorrosivo		Gris	1	2.68	3.01
Pintura Aerosol		Amarillo	1	1.61	1.80
		Azul	1	1.61	1.80
Masilla	Epóxica		1	1.34	1.50
Lija		N.º 100	1	0.45	0.45

Disco corte	350 mm	1	7.13	7.99
Varios			20.00	20.00
<b>TOTAL (\$)</b>			<b>64.54</b>	

Fuente: Autoría propia

En los costos de utilización de maquinaria y mano de obra se contabiliza el tiempo que se utiliza las mismas en cada proceso, cuyos valores y tiempos se explican mejor en la Tabla 20 a continuación.

**Tabla 20.** Costo de máquina y mano de obra.

Proceso	Tiempo en horas	Costo unitario (\$)	Costo total (\$)
Corte	3	8.00	24.00
Soldadura	4	8.00	32.00
Mecanizado torno	2	10.00	20.00
Mecanizado fresadora	1	10.00	10.00
Doblados de chapa	0.3	5.00	1.50
<b>TOTAL (\$)</b>			<b>87.5</b>

Fuente: Autoría propia

#### 4.5. Costos directos totales

**Tabla 21.** Costos directos totales.

Costos directos	Precio final (\$)
Material eléctrico y accesorios	133.81
Equipos y accesorios neumáticos	448.95
Máquina motriz y de transmisión	393.75
Estructura	202.35
Accesorios, herramientas y pintura	64.54
Máquinas y mano de obra	87.50
<b>TOTAL</b>	<b>1330.90</b>

Fuente: Autoría propia

#### 4.6. Costos indirectos

No tienen que ver directamente con la construcción del prototipo, estos costos son debido a:

- Materiales consumibles
- Ensayos
- Probetas
- Transporte

Y se describen de mejor manera en la

**Tabla 22** a continuación.

**Tabla 22.** Costos indirectos.

Descripción	Costo(\$)
Costos de Ingeniería	200.00

Cemento	20.00
Arena	16.00
Agua	10.00
Transporte	25.00
<b>TOTAL</b>	<b>271.00</b>

Fuente: Autoría propia

#### 4.7. Costo total de la máquina

En el prototipo realizado se tienen el siguiente costo total.

**Tabla 23.** Costo total del prototipo.

Descripción	Costo (\$)
Costos directos	1330.90
Costos indirectos	271.00
<b>TOTAL</b>	<b>1601.90</b>

Fuente: Autoría propia

#### 4.8. Análisis financiero

Para realizar el análisis financiero se toma en cuenta los siguientes costos descritos a continuación e el siguiente listado:

- Costo de mantenimiento
- Costos de servicios básicos
- Costos de depreciación de la máquina
- Costo de operario

Mismos que no se incluyen en la fabricación de la máquina debido a que estos costos no dependen de la fabricación de esta, sino de la operación de esta.

#### 4.8.1. Costos de mantenimiento

A continuación, se detalla en la Tabla 24 los costos de mantenimiento para las piezas móviles y propensas a desgaste, basados en los costes de piezas y accesorios descritos en la Tabla 15, Tabla 16, Tabla 17 y Tabla 18.

Algunos de los accesorios descritos en la Tabla 19 también son considerados únicamente para el periodo de mantenimiento trimestral, al ser consumibles por desgaste.

**Tabla 24.** Costos de mantenimiento

Descripción	2 años	Anual	Trimestral	Semanal
Cadena	\$4.00	\$4.00	\$0.00	\$0.00
Tornillo transportador	\$51.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00
Rodamientos	\$15.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00
Tubería	\$6.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00
Mangueras	\$162.55	\$162.55	\$0.00	\$0.00
Piñones	\$12.25	\$0.00	\$0.00	\$0.00
Rebobinado de motores	\$162.12	\$0.00	\$0.00	\$0.00
Tornillería	\$8.00	\$8.00	\$4.00	\$0.00
Mano de obra	\$20.00	\$20.00	\$20.00	\$0.00
Adicionales	\$25.00	\$25.00	\$12.50	\$1.00
<b>TOTAL</b>	<b>\$465.92</b>	<b>\$219.55</b>	<b>\$36.50</b>	<b>\$1.00</b>

Fuente: Autoría propia

Estimando un costo de mantenimiento de forma mensual, se deduce que este valor es equivalente a:

$$\text{Costo de mantenimiento} = \frac{\$36.50}{3 \text{ meses}}$$

$$\text{Costo de mantenimiento} = 12.70 \frac{\$}{\text{mes}}$$

El costo equivalente del mantenimiento transformado a horas considerando una jornada laboral de 20 días a 4.67h, resulta en un costo de 0.13\$/h .

#### 4.8.2. Costos de servicios básicos

##### Consumo de agua

Para la limpieza de la máquina, es necesario emplear abundante agua, especialmente en la tubería y en la cámara de transporte (tornillo y tubería).

Se estimo que llevar a cabo esta tarea se consumen alrededor de 3 baldes de agua o  $0.0756 \text{ m}^3$ , el Distrito metropolitano de Quito ha fijado que el costo por metro cúbico para el año en que se realiza el actual trabajo en base al tarifario impuesto en la plantilla del 2021 es de  $0.72\$/\text{m}^3$ , a esto se debe añadir  $2.10\%$  por administración y aproximadamente  $5.29\%$  por alcantarillado, dando como resultado un costo de  $0.61\%$  cada limpieza. sin embargo, para poder evaluar este rubro, se dividirá para un jornalero (8h) obteniendo de esta forma un costo de:

$$\text{Costo de agua} = 0.0756\text{m}^3 \cdot \left( 0.72 \frac{\$}{\text{m}^3} + 2.10\% + 5.29\% \right)$$

$$\text{Costo de agua} = \$0.61$$

$$\text{Costo de agua por hora} = \frac{\$0.61}{8\text{h}} = 0.08 \frac{\$}{\text{h}}$$

##### Consumo de electricidad

Para estimar el consumo de electricidad, se asume que la máquina realizará un revocado de  $70 \text{ m}^2$  por día, el tiempo de funcionamiento para la máquina es:

$$t = \frac{70\text{m}^2}{15 \frac{\text{m}^2}{\text{h}}} = 4.67\text{h}$$

En base a la potencia del motorreductor y compresor de 1 y 3HP respectivamente, dan como resultado una demanda de 4HP, transformándolo a Watios, da el resultado de  $2982.8\text{W}$ . Para un uso de  $4.67\text{h}$  por 20 días laborables, obteniendo así, un consumo de:

$$\text{Consumo electricidad} = 2.98\text{KW} \cdot 4.67 \frac{\text{h}}{\text{día}} \cdot 20 \frac{\text{días}}{\text{mes}}$$

$$\text{Consumo electricidad} = 278.59 \frac{\text{KWh}}{\text{mes}}$$

La EEQ (Empresa eléctrica de Quito por sus siglas) establece en su planilla del 2015 con valores sin actualizarse desde esa fecha que, para el rango de consumo de entre 250 y 500 kWh para uso residencial la tarifa de 0.099\$, dando como resultado:

$$\text{Costo de electricidad} = 0.09944 \frac{\$}{KWh} \cdot 278.59 \frac{KWh}{mes}$$

$$\text{Costo de electricidad} = \$27.69 \text{ al mes.}$$

#### 4.8.3. Costo de depreciación de máquina

El costo de depreciación de la máquina se obtiene al dividir el valor total de la máquina de 1601.90\$ para una vida útil, la cual se ha optado por un valor similar al de la vida útil de los rodamientos, misma que es equivalente a 2200h obteniendo de esta forma la cifra de:

$$\text{Costo de depreciación} = \frac{1601.90\$}{2200h}$$

$$\text{Costo de depreciación} = 0.73 \frac{\$}{h}$$

#### 4.8.4. Costo de operario

El salario básico para el 2022 en el Ecuador para una jornada de 8h laborales, debe evaluarse en base a un mes de 30 días y considerar parámetros como décimo tercer y décimo cuarto sueldo, fondos de reserva y afiliación al IESS establecidos en la ley laboral, mismos que se pueden apreciar de mejor manera en el la Tabla 25.

**Tabla 25.** Costo de operario

Descripción	Monto (\$)
Costo hora	1,77
Decimotercer sueldo	0.14
Decimocuarto sueldo	0.14
Afiliación IESS	0.22

Fondos de reserva	0.14
-------------------	------

---

<b>TOTAL</b>	<b>2.43</b>
--------------	-------------

---

Fuente: Autoría propia

Usando el valor referencial de consumo de electricidad por kWh de 0,099 \$/h aproximadamente y el valor del consumo de agua 0.08\$/h, el gasto por uso de servicios básicos es igual a 0.18\$/h

Sumando los costes de operario, depreciación de la máquina, costo de mantenimiento y servicios básicos se obtiene un costo de 3.47\$/h.

Para diferenciar entre el costo de contratar mano de obra y en realizar la misma tarea mediante el empleo de la máquina propuesta en el actual trabajo la tarea de revoque de 70 m<sup>2</sup> de pared, se ha investigado por fuentes propias que esta tarea de forma tradicional requiere de 2 trabajadores y 14 h aproximadamente, considerando que los mismos no realizarán un trabajo completamente uniforme.

De modo tal que el costo hora de los trabajadores es equivalente a dos veces el costo hora de un trabajador equivalente a 4.86 \$/h y para este trabajo en específico sería de 68.04 \$.

Evaluando ahora mediante el empleo de la máquina, se determina que las horas empleadas en esta tarea para la capacidad de revoque propuesta es equivalente a 4.67h, obteniendo un costo de maquinaria de:

$$\text{Costo de máquina} = 3.47 \frac{\$}{h} \cdot 4.67h$$

$$\text{Costo de máquina} = \$16.21$$

Para determinar el costo del operario se estima en base a 8h laborales, aun cuando la máquina reduce los tiempos laborales, se debe realizar de esta manera, debido a las normativas y leyes laborales vigentes en nuestro país para el periodo en el cual se realiza el actual trabajo investigativo.

Obteniendo un costo de:

$$\text{Costo de operario} = 2.43 \frac{\$}{h} \cdot 8h$$

$$\text{Costo de operario} = \$19.44$$

Sumando el costo de máquina y el costo de operario se tiene un costo de operación con máquina:

$$\text{Costo de operación con máquina} = \$16.21 + \$19.44$$

$$\text{Costo de operación con máquina} = \$35.65$$

Obteniendo un ahorro o beneficio económico (al revocar  $70 \text{ m}^2$ ) equivalente a :

$$\text{Beneficio} = \text{Costo de revoque SIN máquina} - \text{Costo de revoque CON máquina}$$

$$\text{Beneficio} = \$68.04 - \$35.65$$

$$\text{Beneficio} = \$32.39$$

Equivalente a un 90.86% y un rendimiento de 47.60% para este trabajo, sin mencionar la reducción de tiempos de mano de obra o de construcción.

#### **4.8.5. Periodo de recuperación de la inversión**

Para determinar el monto de interés se utiliza la siguiente ecuación:

$$M = C \cdot [1 + (i \cdot t)] \quad (51)$$

Donde:

M = Monto de interés simple

C = Capital

$i$  = Tasa de interés anual

$t$  = Tiempo en años

Si la persona interesada en invertir en esta máquina realiza un préstamo de 1602.00\$ a una tasa de interés simple de 15.00% establecido por el Banco Central a través de la Junta monetaria, a un plazo de un año, el monto final será de:

$$M = \$1602 \cdot [1 + (0.15 \cdot 1)]$$

$$M = \$ 1842.30$$

Dividiendo este valor para la depreciación de la máquina, da como resultado un valor de 0.84\$ la hora préstamo, mismo que se debe interpretar como el valor de depreciación de la máquina a crédito.

A este nuevo valor se añaden los costos de servicios básicos, operador de la máquina y de mantenimiento, obteniendo así un costo de:

$$\text{Valor de máquina con préstamo} = 0.84 \frac{\$}{h} + 0.18 \frac{\$}{h} + 0.13 \frac{\$}{h} + 2.43 \frac{\$}{h}$$

$$\text{Valor de máquina con préstamo} = 3.58 \frac{\$}{h}$$

### **Periodo de retorno de la inversión por hora de trabajo**

Realizando una comparativa con la mano de obra para 2 albañiles, el ahorro o el beneficio económico considerando el préstamo inicial resulta en:

$$\text{Beneficio por hora (considerando préstamo)} = (\$ 2.43 \cdot 2) - \$3.58$$

$$\text{Beneficio por hora (considerando préstamo)} = 1.28 \frac{\$}{h}$$

Mismo que debe interpretarse únicamente como el beneficio de uso para trabajos realizados por hora, mas no por beneficios de revocar de 70m<sup>2</sup>

Determinando que si se divide el valor del préstamo para el costo hora se obtiene un retorno de la inversión en:

$$PRI_1 = \frac{\$1842.3}{1.28 \frac{\$}{h}} = 1439.3h$$

Equivalentes a 179 días 7h 18 minutos laborables aproximadamente. Sin embargo, con los datos de la Tabla **26**, se puede estimar el flujo de efectivo esperado del beneficio económico entre la comparativa de la maquina y del método tradicional para una misma tarea.

### **Periodo de retorno de la inversión para trabajos específicos (70m<sup>2</sup> de revoque)**

Para realizar este análisis, se procede a recalcular el costo de operación por día laborable de 8 horas para una misma tarea realizado anteriormente, con la modificación del costo de máquina realizado mediante préstamo:

$$\text{Costo de máquina y préstamo} = 3.58 \frac{\$}{h} \cdot 4.67h$$

$$\text{Costo de máquina y préstamo} = \$ 16.72$$

$$\text{Costo de operación con máquina y préstamo} = \$16.72 + \$19.44$$

$$\text{Costo de operación con máquina y préstamo} = \$36.16$$

Poniendo énfasis en el beneficio económico mediante el revocado con máquina, equivalente a

$$\text{Beneficio} = \text{Costo de revoque SIN máquina} - \text{Costo de revoque CON máquina a PRÉSTAMO}$$

$$\text{Beneficio} = \$ 68.04 - \$ 36.16$$

$$\text{Beneficio} = \$31.88$$

Para 5 días laborables, estimando que la máquina revoca 70 m<sup>2</sup> de manera continua, se procede de la siguiente manera:

Para el cálculo del flujo efectivo F.E.:

$$\text{F.E.} = \$31.88 \cdot 5 = \$159.40$$

Para el cálculo del flujo traído al presente expresado para las semanas que posee un año (52) se expresa de la siguiente forma:

$$\text{F.T.P} = \text{F.E.} \cdot \left(1 + \frac{i}{52}\right)^p \quad (52)$$

Donde:

F.T.P = Flujo traído al presente

F.E = Flujo efectivo (\$)

i = interés anual traído a semanas

$p$  = periodo en semanas

**Tabla 26** Comparativa de datos para realizar el periodo de recuperación de la inversión

Semana	Flujo efectivo (\$)	Flujo traído al presente (\$)	Flujo acumulativo (\$)
0	-1842,30		
1	159,40	158,94	158,94
2	159,40	158,48	317,43
3	159,40	158,03	475,45
4	159,40	157,57	633,03
5	159,40	157,12	790,15
6	159,40	156,67	946,82
7	159,40	156,22	1103,04
8	159,40	155,77	1258,80
9	159,40	155,32	1414,13
10	159,40	154,87	1569,00
11	159,40	154,43	1723,43
12	159,40	153,98	1877,41
13	159,40	153,54	2030,95

Fuente: Autoría propia

Como se puede apreciar, el periodo de recuperación oscila entre la semana 11 y la semana 12.

Aplicando la ecuación del *PRI*:

$$PRI = a + \frac{(b-c)}{d} \quad (53)$$

Donde:

$a$  = Periodo inmediato anterior en el que se recupera la inversión

$b$  = Inversión inicial

$c$  = Flujo acumulado del año inmediato anterior en el que se recupera la inversión.

$d$  = Flujo del año en el que se recupera la inversión.

$$PRI = 11 + \frac{(\$1842.30 - \$1723.43)}{\$153.98}$$

$PRI = 11.77$  Semanas

Se obtiene que, se recuperará en 11.77semanas, o su equivalente a 11 semanas 3 días o 58 días y 7h. siendo más exacto 11 semanas 3 días 6h y 53 minutos.

Este periodo de recuperación variará según el uso que se dé a la máquina y desde la perspectiva en la cual se analice, siendo el menos optimista el retorno de la inversión por horas de uso de aproximadamente 179 días.

#### **4.9. Trabajos futuros**

Un proyecto técnico como el presentado, con el objetivo de aportar en la industria civil está sujeto a mejoras continuas, ya que se trata de un prototipo que es susceptible a un estudio de mejora.

En el presente proyecto, junto a la investigación realizada, se obtuvo diferentes cuestiones específicas, mismas que se han reservado para trabajos futuros, estas se mencionan a continuación.

##### **4.9.1. Posibles mejoras en la proyección del mortero**

Como se mencionó en el apartado de “Proyección del mortero”, el flujo es discontinuo, debido al suministro de aire, en solución a este problema se sugieren 2 alternativas:

- a) Reducir la longitud de manguera, sacrificando la altura de proyección, esto reducirá el tiempo de corte obtenido de 2 segundos, sin embargo, existirá un tiempo de corte cada vez menor.
- b) Colocar un tornillo con una capacidad mayor de empuje, de esta manera el tornillo tiene la suficiente energía para que la mezcla se desplace por la manguera llegando de manera continua, adicional a ello, diseñar una pistola de proyección al final de la manguera, esto provoca que la materia se proyecte continuamente similar a un atomizador.

#### **4.9.2. Posible mejora en el rendimiento másico**

Debido a que la gravedad cumple una función muy importante al momento de transportar cualquier material, se sugiere como una posible solución el posicionar el tornillo de manera inclinada, aprovechando la gravedad para el transporte del mortero.

También se sugiere que el material depositado en el interior de la tolva esté ubicado lo más alto posible, de esta manera se aprovecha la energía potencial.

## CONCLUSIONES

- Para realizar un proceso de revoque de  $15 \text{ m}^2$ , o una pared de  $3 \times 5 \text{ m}$  de alto y ancho respectivamente, el albañil tarda aproximadamente entre 3 y 4 horas. Es decir que la capacidad de revocado para el albañil oscila entre  $3.75 \text{ m}^2$  por cada hora, 4 veces menor a la capacidad de la máquina.
- La máquina revocadora ha satisfecho las necesidades de caudal planteadas en este trabajo ( $0.57 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ) como transportador, sin embargo, se ha logrado el revocado con un caudal de  $0.48 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  de tipo intermitente, mismo que puede ser controlado al reducir la longitud de la manguera de 2m a 1m.
- Un uso desmesurado de aire no garantiza un revocado uniforme, por este motivo debe regularse la válvula de paso a la tercera parte de su capacidad aproximadamente según la necesidad de revocado para obtener en promedio  $3.71 \text{ cfm}$ , para así validar un funcionamiento operacional de la máquina.
- El diseño de boquilla de tipo boca rectangular de  $8 \times 35 \text{ mm}$  garantiza una perturbación en el mortero y logra abarcar mayor superficie de trabajo, desafortunadamente las dimensiones de esta limitan la salida de impurezas como grava de tamaño superior a  $8 \text{ mm}$ .
- Al existir una cámara de aire en el tubo, exactamente entre el fin del tornillo transportador y la entrada de aire de aproximadamente  $20 \text{ cm}$ , actúa como una válvula antirretorno del aire. Mientras más reducida es esta, el mortero volverá a la tolva generando desperdicios.
- El nivel de presión bajo en el depósito de almacenamiento de aire (valores inferiores a  $1 \text{ bar}$ ), no garantizan un funcionamiento ideal de esta. Sin embargo, el nivel de presión dentro del sistema de revocado debe oscilar entre  $0$  y  $1.5 \text{ bar}$  para ampliar el tiempo de uso del aire, por ende del revocado; con lo cual no deben confundirse las lecturas e interpretaciones.
- Un sistema de transmisión por banda reduce el ruido de la máquina, pero este no garantiza el giro del tornillo, como si lo hace un sistema de cadena, sin embargo, por el material que se revoca, es necesario proteger este sistema de las impurezas en el ambiente.
- Al realizarse esta máquina con la mayor cantidad de elementos reciclados no debe interpretarse que la calidad de esta es deficiente, sin embargo, elementos como el motor y el tanque de depósito del compresor están

sobredimensionados a propósito (0.84HP y 25.17l adicionales respectivamente) para de esta manera dar otro uso a estos equipos que han pasado embodegados logrando al mismo tiempo economizar en su construcción.

- El uso de la máquina revocadora con los parámetros de mezcla de mortero adecuados como su viscosidad y consistencia, garantizan un revocado acorde a las normativas de construcción de obras civiles en el país.
- La rentabilidad económica de la máquina dependerá del cumplimiento de las 1439.3h planteado en el periodo de retorno de la inversión para el caso más real de su uso. Mismo que cumplirá en mayor o menor medida las necesidades del usuario, las cuales dependen de un uso prolongado o no de la está para cada jornada de trabajo, en donde está por de mas mencionar que a mayor uso de la máquina mas pronto es el retorno de la inversión.

## RECOMENDACIONES

- Mantener el equipo, principalmente tolva tubería y tornillo limpios para un uso posterior, limpiar estos elementos con agua.
- Inspeccionar con frecuencia los niveles de presión de aire en el tanque del compresor.
- Comprobar la consistencia del mortero, debido a que una mezcla muy líquida, causaría un revoque pobre y desperdicios, una mezcla muy viscosa entorpecería el funcionamiento de la máquina al taponar la tubería.
- Revisar la hermeticidad del sistema de transporte y de boquilla, de haber fugas, repercutiría en el funcionamiento óptimo de la máquina.
- Conectar la máquina a una toma directa de electricidad de 110V 60Hz. De requerirse alguna extensión, verificar que el cable sea como mínimo AWG 12.
- Comprobar el estado de los elementos de protección eléctricos antes de su empleo.
- Verificar que la presión del tanque del compresor alcance los 8 Bar o 116 psi, depurar el agua del tanque, además del nivel de aceite en la unidad compresora antes de encender o usar la máquina.
- Realizar la mezcla del mortero con arena y/o cemento previamente colado, para evitar el ingreso de impurezas que obstruirán el tornillo transportador o la boquilla.
- Lavar y limpiar los elementos principales del revocado de la máquina para evitar una solidificación del mortero en las mismas.
- Se recomienda tener radios de curvatura de la manguera flexible muy amplios para evitar obstrucciones o ahogamiento.
- No realizar el giro del tornillo sin algún fluido dentro de este, ya que aumenta la fricción en las superficies.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] H. Zambrana and J. Saavedra, “Manual de albañilería para obras de saneamiento básico.” Potosí.
- [2] INEN, “INEN, Mampostería de ladrillo,” CPE INEN 5, 2003
- [3] S. Pul and M. E. Arslan, “Cyclic behaviors of different type of hollow brick infill walls: A hinged rigid frame approach,” *Construction and Building Materials*, vol. 211, pp. 899–908, 2019, doi: 10.1016/j.conbuildmat.2019.03.285.
- [4] T. Egziabher, G. Berhan, and S. Edwards, *Norma andina para diseño y construcción de casas de uno y dos pisos en bahareque encementado*, vol. 53, no. 9. INBAR, 2015.
- [5] Guangzhou Jingjin Building Materials Co., “JBY760 cement spraying machine - AliExpress,” Jun. 11, 2021. <https://id.aliexpress.com/item/1948052559.html> (accessed Jun. 10, 2021).
- [6] L. Mejía and M. Cando, “Diseño y modelado virtual de una planta móvil dosificadora de materia prima para la producción de hormigón,” 2015. [Online]. Available: <http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/handle/123456789/30048>
- [7] ATLAS, “Las bombas de tornillo ATLAS C.” pp. 0–3, 2019. [Online]. Available: <http://ccuc.cbuc.cat/record=b1293377~S23>
- [8] reporteroindustrial, “Bomba peristáltica de manguera abaque,” 2012. <https://www.reporteroindustrial.com/temas/Bomba-peristaltica-de-manguera-Abaque+10089977>
- [9] TRUPER, “Ficha técnica Compresor vertical de 50 y 3-1/2 HP.” [https://www.truper.com/ficha\\_tecnica/Compresor-vertical-50-L-3-1-2-Hp-potencia-maxima--127-V.html](https://www.truper.com/ficha_tecnica/Compresor-vertical-50-L-3-1-2-Hp-potencia-maxima--127-V.html) (accessed Dec. 06, 2021).
- [10] O. Orellana and E. Diego, “Estudio, Puesta en marcha y proposición de ensayos para un transportador de tornillo de laboratorio,” Valparaiso, 2018. [Online]. Available: [http://opac.pucv.cl/pucv\\_txt/Txt-4500/UCC4538\\_01.pdf](http://opac.pucv.cl/pucv_txt/Txt-4500/UCC4538_01.pdf)

- [11] Cedar Rapids, “Screw Conveyor components & design,” 2012.
- [12] THOMAS CONVEYOR COMPANY, “Material handling product engineering guide catalog”.
- [13] Conveying Knowledge Workmanship Solutions, *Screw Conveyors*. Burleson: Screw Conveyor Parts, 2016.
- [14] M. H. Chérrez Troya, “Rediseño del sistema de aire comprimido de la estación de bombeo- Faisanes del polioducto Esmeraldas.” 2010.
- [15] Atlas Copco, “¿Qué tamaño de compresor necesito?” <https://www.atlascopco.com/es-ec/compressors/wiki/compressed-air-articles/sizing-an-air-compressor> (accessed Dec. 06, 2021).
- [16] B. Lu, M. Li, T. N. Wong, and S. Qian, “Effect of printing parameters on material distribution in spray-based 3D concrete printing (S-3DCP),” *Automation in Construction*, vol. 124, no. June 2020, 2021, doi: 10.1016/j.autcon.2021.103570.
- [17] Construyendo mejor, “Construya mejor con mortero proyectado,” 2018. <https://construyendomejor.com/es/blog/2018/06/20/productividad-y-mejor-rendimiento-con-mortero-proyectado/>
- [18] BETE, “Spay nozzles, fabrications, & systems for industrial applications.” *European University Institute*, no. 2, pp. 2–5, 2012, [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PT/TXT/PDF/?uri=CELEX:32016R0679&from=PT%0Ahttp://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:52012PC0011:pt:NOT>
- [19] INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN, *Cemento porland. Requisitos*. NTE INEN 152, 2012. Accessed: May 07, 2021. [Online]. Available: <https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/152-5.pdf>
- [20] G. A. Rivera Lopez, *Concreto Simple*, 1st ed. Cauca: Universidad del Cauca, 2013. [Online]. Available: [https://www.academia.edu/13569512/CONCRETO\\_SIMPLE](https://www.academia.edu/13569512/CONCRETO_SIMPLE)

- [21] INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN, “INEN, Cemento hidráulico. Determinación de la densidad.,” NTE INEN 156:2009, Jul. 01, 2009
- [22] INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN, “INEN, Hormigón de cemento hidráulico. Muestreo,” NTE INEN 1 763:2010, Jun. 2010 Accessed: May 07, 2021. [Online]. Available: <https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/1763.pdf>
- [23] INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN, “INEN, Hormigón premezclado. Requisitos,” NTE INEN 1855-1, 2015 Accessed: May 07, 2021. [Online]. Available: [https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/nte\\_inen\\_1855-1.pdf](https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/nte_inen_1855-1.pdf)
- [24] INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN, “INEN, Hormigón preparado en obra. Requisitos,” NTE INEN 1855-2, 2015 Accessed: May 07, 2021. [Online]. Available: [https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/nte\\_inen\\_1855-2.pdf](https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/nte_inen_1855-2.pdf)
- [25] INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN, “INEN, Determinación de la densidad, rendimiento y contenido de aire (Método gravimétrico).,” NTE INEN 1579 2013, Mar. 2013 Accessed: May 07, 2021. [Online]. Available: <https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/1579.pdf>
- [26] Ministerio Urbano de Desarrollo y Vivienda, “Guía práctica para el diseño de estructuras de hormigón armado de conformidad con la Norma Ecuatoriana de la Construcción NEC 2015,” Quito, Sep. 2016. Accessed: May 07, 2021. [Online]. Available: <https://www.habitatyvivienda.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2016/10/GUIA-2-HORMIGON-ARMADO.pdf>
- [27] Norma Ecuatoriana de la Construcción, “Estructuras de hormigón armado,” 2014.
- [28] J. L. Garcia Rivero, *Manual Técnico de Construcción*, 4th ed. Mexico DF, 2008. [Online]. Available: <https://usuaris.tinet.cat/oriolcid/manualconstruccion.pdf>

- [29] INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN, “INEN, ‘Hormigón de cemento hidráulico. Determinación del asentamiento,’” NTE INEN 1 578:2010, Jun. 2010 Accessed: May 07, 2021. [Online]. Available: <https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/1578.pdf>
- [30] HOLCIM, “Evolución de las normas para la fabricación de cemento,” 2016, Accessed: May 07, 2021. [Online]. Available: <http://www.camicon.ec/wp-content/uploads/2015/11/EVOLUCIÓN-DE-LAS-NORMAS-Y-CONTROL-DE-CALIDAD.pdf>
- [31] INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN, “INEN, Determinación de la retención de agua en morteros y revoques.,” NTE INEN 2 553:2010, Sep. 10, 2010 Accessed: May 07, 2021. [Online]. Available: <https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/2553.pdf>
- [32] SENA, *Construcción autogestionada revoques*, 2nd ed. Bogotá: publicaciones SENA, 1991. Accessed: May 08, 2021. [Online]. Available: <https://repositorio.sena.edu.co/bitstream/handle/11404/5565/revoques.pdf?sequence=6&isAllowed=y>
- [33] Rosas Vianey, “Elementos Complementarios De La Edificación 2015,” 2015. <http://elementos2015vianeyrosas.blogspot.com/> (accessed May 08, 2021).
- [34] Nariart, “Muro de bloques de hormigón como fondo y texturado,” 2021. [https://www.freepik.es/fotos-premium/muro-bloques-hormigon-como-fondo-texturado\\_8228039.htm](https://www.freepik.es/fotos-premium/muro-bloques-hormigon-como-fondo-texturado_8228039.htm) (accessed May 08, 2021).
- [35] Jorge Pérez Nepta, “Tipos de compresores,” Feb. 03, 2019. [http://www.portalelectromecanico.org/CURSOS/Compresores/tipos\\_de\\_compresores.html](http://www.portalelectromecanico.org/CURSOS/Compresores/tipos_de_compresores.html) (accessed May 08, 2021).
- [36] Atlas Copco, “Transmisión por correa versus transmisión directa,” Apr. 17, 2020. <https://www.atlascopco.com/es-ec/compressors/air-compressor-blog/belt-drive-versus-direct-drive> (accessed May 08, 2021).

- [37] GIMAT, “Transportador tornillo sinfin sin eje interno.” <https://www.gimatengineering.com/es/transporte-de-polvos/transportadores-de-tornillo-sinfin-sin-eje-interno/> (accessed May 09, 2021).
- [38] HIDRO METÁLICA, “Transportador Sinfin.” <https://hidrometalica.com/transportador-sinfin/> (accessed May 09, 2021).
- [39] Sinfines Fas S.A, “Sinfines flexibles para comederos automáticos (Sin eje),” Santa fe, Argentina. [Online]. Available: [http://www.sinfinesfas.com.ar/soporte/Asesoramiento\\_tecnico\\_Sinfines\\_Flexibles.pdf](http://www.sinfinesfas.com.ar/soporte/Asesoramiento_tecnico_Sinfines_Flexibles.pdf)
- [40] Z. Esparza, R. Veloz, C. Reyes, and C. Uruchurtu, *Superficies y Vacío*, vol. 25, no. 2. Sociedad Mexicana de Ciencia y Tecnología de Superficies y Materiales, 2012. Accessed: May 09, 2021. [Online]. Available: [http://www.scielo.org.mx/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S1665-35212012000200014&lng=es&nrm=iso&tlng=es](http://www.scielo.org.mx/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1665-35212012000200014&lng=es&nrm=iso&tlng=es)
- [41] C. Bayona and N. Wilmer, “Estimación de esfuerzos inducidos durante el llenado y vaciado de cilindros metálicos para almacenamiento de cemento,” Cartagena, 2015. [Online]. Available: <https://biblioteca.utb.edu.co/notas/tesis/0067868.pdf>
- [42] D. Darani, “Slideshare.” <https://www.slideshare.net/DaraniDaran/report-75228756> (accessed Feb. 08, 2022).
- [43] Made-in-China, “Cooling Screw Conveyor,” *Made-in-China*. <https://everluckymachinery.en.made-in-china.com/product/xjunpJQFHVO/China-Stainless-Steel-Water-Jacket-Cooling-Screw-Conveyor.html> (accessed Feb. 08, 2022).
- [44] A. Tapia, “Pistola para sistemas de proyección de mortero.” <https://www.youtube.com/watch?v=LOq2Zum4K8U> (accessed Feb. 08, 2022).
- [45] Reliable poultry supply, “Tornillo flexible.” <https://www.pinterest.com.mx/pin/491244271852091001/> (accessed Feb. 08, 2022).

- [46] A. Kasimzade, A. Dushimimana, S. Tuhta, G. Atmaca, F. Günday, and O. Abrar, “A Comparative Study on Effectiveness of Using Horasan Mortar as a Pure Friction Sliding Interface Material,” *European Journal of Engineering Research and Science*, vol. 4, no. 2, pp. 64–69, 2019, doi: 10.24018/ejers.2019.4.2.1166.
- [47] J. Ravenet, *Silos, teoria, investigacion, construccion*. Barcelona: Editores técnicos asociados S.A., 1977. doi: 49256-1976.
- [48] EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, “Eurocode 1 : Action on structures,” EN 1994-4, 2011
- [49] Conveying Knowledge Workmanship Solutions, *Screw Conveyors*. Burlison: Screw Conveyor Parts, 2016.
- [50] J. Miranda, V. Flores-Alés, and J. Barrios, “Aportaciones al estudio reológico de pastas y morteros de cemento portland,” *Materiales de Construccion*, vol. 2000, no. 257, pp. 47–55, 2000, doi: 10.3989/mc.2000.v50.i257.417.
- [51] F. Aguilar Parés, “Análisis de la fuerza axial en un transportador de sinfin,” vol. 1, pp. 51–55, 1999.
- [52] R. Budynas and N. Keith, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Novena edi. México, D.F.: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V., 2012.
- [53] AISC, *Manual of steel construction*, vol. 53, no. 9. 2013.
- [54] Robert L. Norton, *Diseño De Maquinaria*, 4th ed. Mexico DF: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V., 2009.
- [55] Koyo, “Tablas de dimensiones de chumaceras” [Online]. Available: <https://koyola.com.pa/pdf/chumaceras/2.pdf>
- [56] Koyo, “Bearing specification tables” Accessed: Nov. 07, 2021. [Online]. Available: [https://koyo.jtekt.co.jp/en/support/catalog-download/uploads/catb2001e\\_b.pdf](https://koyo.jtekt.co.jp/en/support/catalog-download/uploads/catb2001e_b.pdf)

- [57] Y. A. ÇENGEL and A. J. GHAJAR, *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Fundamentos y aplicaciones Cuarta edición*, 4th ed. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V., 2011.

# ANEXOS



**Anexo 1:** Parte motriz de la máquina en fase de pruebas.



**Anexo 2:** Parte frontal máquina en fase de pruebas.



**Anexo 3:** Motor aplicado capa de pintura en fase de ensamble.



**Anexo 4:** Estructura aplicada capa anticorrosiva en fase de ensamble.



**Anexo 5:** Partes frontal y posterior de la máquina ensamblada y terminada.



**Anexo 6:** Parte superior máquina ensamblada y terminada.



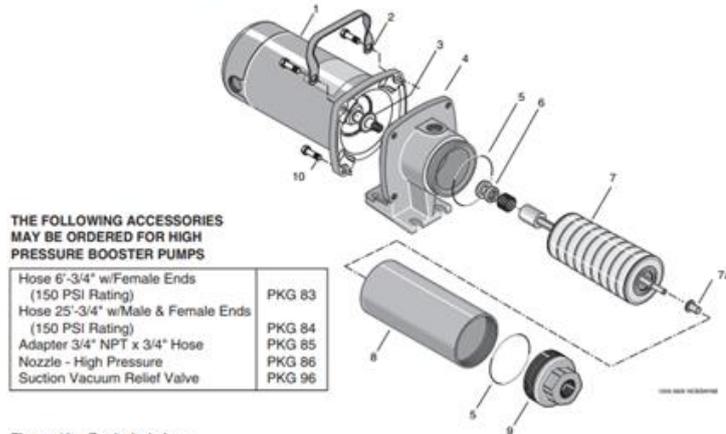
**Anexo 7:** Parte lateral de la máquina ensamblada y terminada.



## STA-RITE®

TABLE II - RECOMMENDED FUSING AND WIRING

Motor Type	Motor H.P.	Volts/Phase	Max. Load Amps	Branch Fuse Rating Amps	Wire Length		
					0'-100'	101-200'	201-300'
					AWG Wire Size		
ODP	1	115/230/1	19.2/9.6	25/15	10/14	8/14	6/12
ODP	1	230/460/3	4.7/2.35	15/15	14/14	14/14	14/14



THE FOLLOWING ACCESSORIES MAY BE ORDERED FOR HIGH PRESSURE BOOSTER PUMPS

Hose 6'-3/4" w/Female Ends (150 PSI Rating)	PKG 83
Hose 25'-3/4" w/Male & Female Ends (150 PSI Rating)	PKG 84
Adapter 3/4" NPT x 3/4" Hose	PKG 85
Nozzle - High Pressure	PKG 86
Suction Vacuum Relief Valve	PKG 96

Figure 13 - Exploded view.

### REPAIR PARTS LIST

Key No.	Description	Qty.	HP30E-02 HP30E3-02 HP30ET-02 HP30E3T-02 1 HP	HP30F-02 HP30F3-02 HP30FT-02 HP30F3T-02 1-1/2 HP	HP30G-02 HP30G3-02 HP30GT-02 HP30G3T-02 2 HP	HP30H-02 HP30H3-02 HP30HT-02 HP30H3T-02 3 HP
1	Motor - 115/230 Volt, 1 Phase	1	J218-601PKG	J218-883APKG	J218-628APKG	-

Anexo 8: Ficha técnica del motor J218-601PKG de 1HP empleado en el trabajo.



### Especificaciones

Capacidad del tanque	50 L
Potencia máxima / nominal	3 1/2 HP / 2 1/2 HP
Tensión / Frecuencia	127 V / 60 Hz
Consumo	9.5 A
Tipo	Monofásico
Velocidad	3,450 rpm
Presión máxima de operación	116 PSI
Flujo de aire	4.4 CFM @ 40 psi / 3.4 CFM @ 90 psi
Dimensiones (Base x Altura x Fondo) incluye manubrio	43 x 92 x 41 cm
Peso	32 kg
Empaque individual	Caja

Anexo 9: Ficha técnica del compresor 50L 116psi empleado en el trabajo.

**PLANOS**