



Universidad  
Nacional  
de Loja

# Universidad Nacional de Loja

Facultad de la Energía, las Industrias y los Recursos

Naturales no Renovables

Carrera de Ingeniería Electromecánica

## Diseño de una máquina extrusora de arcilla para la fabricación de ladrillo de cara vista

Trabajo de Titulación, previo a la  
obtención del Título de Ingeniero  
Electromecánico.

**AUTOR:**

Jefferson Dalton Vargas Castillo

**DIRECTOR:**

Sr. Dr. Miguel Ángel Caraballo Núñez, PhD

Loja – Ecuador

2024

## Certificación

Loja, 3 de abril del 2024

Dr. Miguel Ángel Caraballo Núñez, PhD

**DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

### **CERTIFICO:**

Que he revisado y orientado todo el proceso de elaboración del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de una máquina extrusora de arcilla para la fabricación de ladrillo de cara vista**, previo a la obtención del título de **Ingeniero Electromecánico**, de la autoría del estudiante: **Jefferson Dalton Vargas Castillo**, con **cédula de identidad Nro.1106029893**, una vez que el trabajo cumple con todos los requisitos exigidos por la Universidad Nacional de Loja, para el efecto, autorizo la presentación del mismo para su respectiva sustentación y defensa.

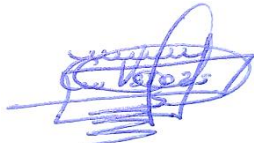
Dr. Miguel Ángel Caraballo Núñez, PhD

**DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

## **Autoría**

Yo, **Jefferson Dalton Vargas Castillo**, declaro ser autor del presente Trabajo de Titulación y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido del mismo. Adicionalmente, acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja la publicación de mi Trabajo de Titulación en el Repositorio Institucional - Biblioteca Virtual.

**Firma:**



**Autor:** Jefferson Dalton Vargas Castillo

**Cédula:** 1106029893

**Fecha:** 3 de abril de 2024

**Dirección:** Amaluza – Loja

**Correo electrónico:** jefferson.vargas@unl.edu.ec

**Teléfono:** 0990334455

**Carta de autorización por parte del autor, para consulta, reproducción parcial o total y/o publicación electrónica del texto completo, del Trabajo de Titulación.**

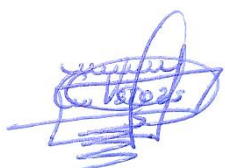
Yo, **Jefferson Dalton Vargas Castillo**, declaro ser autor del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de una máquina extrusora de arcilla para la fabricación de ladrillo de cara vista**, como requisito para optar por el título de Ingeniero Electromecánico, autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que, con fines académicos, muestre la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido en el Repositorio Institucional.

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el repositorio institucional, en las redes de información del país y del exterior con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia del trabajo de titulación que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los tres días del mes de abril del dos mil veinticuatro.

**Firma:**



**Autor:** Jefferson Dalton Vargas Castillo

**Cédula:** 1106029893

**Fecha:** 03 de abril de 2024

**Correo electrónico:** jefferson.vargas@unl.edu.ec

**Teléfono:** 0990334455

**DATOS COMPLEMENTARIOS:**

**Director del Trabajo de Titulación:** Sr. Dr. Miguel Ángel Caraballo Núñez, PhD.

## **Dedicatoria**

El presente trabajo está dedicado principalmente a Dios, por ser la luz ante cualquier adversidad de la vida y por bendecir a toda mi familia, al igual la dedicación a mis padres, y esposa, por haberme brindado el apoyo y la confianza en todos los momentos de mi vida, dado que gracias al apoyo de todos y cada uno de ellos he logrado alcanzar las metas propuestas y a las personas que, de alguna forma, ya sea directa o indirecta, han marcado mi vida de manera positiva, dado que cada uno de ellos me han manifestado su apoyo incondicional en este largo proceso por alcanzar este objetivo.

*Jefferson Dalton Vargas Castillo*

## **Agradecimiento**

Mi gratitud a la Universidad Nacional de Loja, de forma especial a la Facultad de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables, por haberme abierto las puertas para poder formarme como profesional.

A todos los ingenieros de la facultad, dado que todos son formadores de profesionales y de excelentes seres humanos gracias por su invaluable sabiduría.

Al Ing. Miguel Ángel Caraballo, mi más sincero agradecimiento por su acertada dirección y paciencia durante la elaboración de mi trabajo de titulación, su profesionalismo y conocimientos compartidos de manera profesional han sido fundamentales para el éxito de este proyecto.

*Jefferson Dalton Vargas Castillo*

## Índice de contenido

<b>Portada</b> .....	<b>i</b>
<b>Certificación</b> .....	<b>ii</b>
<b>Autoría</b> .....	<b>iii</b>
<b>Carta de autorización</b> .....	<b>iv</b>
<b>Dedicatoria</b> .....	<b>v</b>
<b>Agradecimiento</b> .....	<b>vi</b>
<b>Índice de contenido</b> .....	<b>vii</b>
<b>Índice de tablas</b> .....	<b>xi</b>
<b>Índice de figuras</b> .....	<b>xiv</b>
<b>Índice de anexos</b> .....	<b>xviii</b>
<b>Simbología</b> .....	<b>xx</b>
<b>1 Título</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Resumen</b> .....	<b>2</b>
Abstract .....	3
<b>3 Introducción</b> .....	<b>4</b>
3.1 Situación problemática y antecedentes.....	4
3.2 Objetivos de investigación .....	5
3.2.1 <i>Objetivo general</i> .....	5
3.2.2 <i>Objetivos específicos</i> .....	5
<b>4 Marco Teórico</b> .....	<b>6</b>
4.1 Antecedentes de estudio .....	6
4.2 Capítulo I Generalidades .....	11
4.2.1 <i>Introducción</i> .....	11
4.2.2 <i>El ladrillo</i> .....	11
4.2.3 <i>Tipos de ladrillos</i> .....	11
4.2.4 <i>Geometría del ladrillo</i> .....	12
4.2.5 <i>Dimensiones de los ladrillos según la norma ecuatoriana</i> .....	12
4.2.6 <i>Clasificación de los ladrillos cerámicos</i> .....	13
4.2.7 <i>Propiedades del ladrillo</i> .....	13
4.2.8 <i>Fabricación de los ladrillos manualmente</i> .....	15
4.2.9 <i>Patentes de máquinas para la fabricación de ladrillos</i> .....	16
4.2.10 <i>Extrusión</i> .....	21
4.2.11 <i>Extrusión de ladrillos</i> .....	21
4.2.12 <i>Factores dependientes de la materia prima en el moldeo por extrusión</i> .....	21
4.2.13 <i>Partes generales de la máquina extrusora de ladrillos</i> .....	22

4.2.14	<i>Transporte de material en las tolvas</i> .....	24
4.2.15	<i>Versiones de prensas de extrusión</i> .....	25
4.2.16	<i>Modelos de máquinas extrusoras con tornillo Sin fin.</i> .....	26
4.2.17	<i>Clasificación según la camisa del tornillo extrusor</i> .....	30
4.2.18	<i>Principio de funcionamiento de las máquinas extrusoras de ladrillos</i> .....	32
4.2.19	<i>Defectos en la extrusión</i> .....	33
4.3	Capítulo II Fundamentación teórica diseño mecánico.....	35
4.3.1	<i>El diseño</i> .....	35
4.3.2	<i>Criterios para el diseño de máquinas.</i> .....	36
4.3.3	<i>Metodología de diseño</i> .....	37
4.3.4	<i>Cálculos en el diseño</i> .....	39
4.3.5	<i>Resistencia de materiales</i> .....	40
4.3.6	<i>Factor de seguridad</i> .....	43
4.3.7	<i>Ejes</i> .....	43
4.3.8	<i>Tipos de hélices para tornillos sin fin</i> .....	51
4.3.9	<i>Velocidad de giro de tornillo</i> .....	52
4.3.10	<i>Paso y diámetro del tornillo</i> .....	53
4.3.11	<i>Tipos de materiales a transportar por el tornillo</i> .....	53
4.3.12	<i>Criterios a tomar en cuenta para diseñar una extrusora</i> .....	55
4.3.13	<i>Factores para el moldeo por extrusión</i> .....	55
4.3.14	<i>Diseño de chavetas</i> .....	59
4.3.15	<i>Sistemas de trasmisión de movimiento</i> .....	60
4.3.16	<i>Sistemas de transporte</i> .....	67
<b>5</b>	<b>Metodología</b> .....	<b>70</b>
5.1	Tipo y Diseño de Investigación.....	70
5.2	Tipo de Investigación .....	70
5.2.1	<i>Diseño de Investigación</i> .....	70
5.2.2	<i>Población y Muestra</i> .....	70
5.3	Materiales .....	70
5.3.1	<i>Materiales de oficina</i> .....	70
5.4	Métodos.....	71
5.5	Metodología de cálculo de la máquina extrusora .....	73
5.5.1	<i>Definir el tipo de máquina extrusora</i> .....	73
5.5.2	<i>Diseño de máquina extrusora de ladrillos</i> .....	73
5.5.3	<i>Sistema de extrusión-Parámetros de diseño</i> .....	74
5.5.4	<i>Diseño del tornillo extrusor</i> .....	74
5.5.5	<i>Diseño de la geometría del tornillo extrusor</i> .....	75
5.5.6	<i>Flujo en extrusor de tornillo sin fin</i> .....	77
5.5.7	<i>Geometría de la hélice</i> .....	79
5.5.8	<i>Potencia para el proceso de extrusión</i> .....	80



5.5.9	<i>Diseño del cilindro</i> .....	84
5.5.10	<i>Diseño del husillo</i> .....	85
5.5.11	<i>Diseño de eje por fatiga</i> .....	91
5.5.12	<i>Diseño de la boquilla de extrusión</i> .....	95
5.5.13	<i>Diseño de sistema de transmisión de potencia</i> .....	96
5.5.14	<i>Selección del acoplamiento</i> .....	97
5.5.15	<i>Cálculo de la disposición de los tornillos en la brida de la boquilla</i> .....	98
5.5.16	<i>Cálculo de uniones por pernos a tensión</i> .....	100
<b>6</b>	<b>Resultados</b> .....	<b>103</b>
6.1	Análisis de contexto .....	103
6.2	Análisis de la etapa de definición de los requisitos. ....	103
6.2.1	<i>Entrevista para definir necesidades y datos adicionales para el diseño</i> . ....	103
6.3	Análisis de los requisitos del usuario. ....	105
6.4	Calidad de los atributos .....	106
6.5	Etapas de establecimiento de la estructura funcional .....	109
6.6	Caja negra.....	110
6.7	Establecimiento y representación de la estructura funcional del diseño.....	111
6.7.1	<i>Funciones que deberá cumplir la máquina</i> .....	111
6.8	Etapas en el proceso de diseño. ....	113
6.8.1	<i>Diseño conceptual, diseño preliminar</i> .....	113
6.8.2	<i>Selección del mejor concepto</i> .....	114
6.8.3	<i>Esquema de dibujo unidos los componentes</i> .....	129
6.9	Recomendaciones de diseño-(Proceso) .....	129
6.10	Parámetros de diseño .....	130
6.10.1	<i>Nivel de presión y porcentaje de agua de acuerdo al sistema de extrusión</i> . ....	131
6.10.2	<i>Las características de la materia prima</i> .....	131
6.10.3	<i>Características del extrusor - hélice</i> .....	132
6.10.4	<i>Capacidad requerida de ladrillos por hora</i> .....	133
6.11	Diseño de los componentes .....	135
6.11.1	<i>Diseño de la geometría del tornillo extrusor</i> . ....	135
6.11.2	<i>Diseño paramétrico mediante Excel para encontrar el diámetro del eje</i> .....	136
6.11.3	<i>Geometría de la hélice</i> .....	140
6.11.4	<i>Cálculo de la potencia</i> .....	141
6.11.5	<i>Selección del motor</i> .....	143
6.12	Diseño del mecanismo de reducción de velocidad. ....	143
6.12.1	<i>Diseño de los elementos de transmisión</i> .....	145
6.12.2	<i>Diseño del sistema de transmisión por correas</i> .....	145
6.12.3	<i>Selección de la caja reductora de transmisión por engranajes</i> .....	154
6.13	Diseño del cilindro .....	158
6.13.1	<i>Cálculo del espesor del cilindro</i> .....	158

6.13.2	<i>Cálculo del radio exterior del cilindro</i> .....	159
6.13.3	<i>Cálculo de pernos a corte de la unión del cilindro a la estructura base</i> .....	159
6.14	Diseño del eje extrusor .....	162
6.14.1	<i>Cargas sobre el eje</i> .....	162
6.14.2	<i>Cálculo de las fuerzas sobre en el eje de las hélices del tornillo</i> .....	164
6.14.3	<i>Análisis estático</i> .....	167
6.14.4	<i>Cálculo de factor de seguridad estático</i> .....	168
6.14.5	<i>Cálculo del eje a fatiga</i> .....	169
6.15	Diseño de la boquilla .....	172
6.15.1	<i>Cálculo del espesor de la boquilla</i> .....	172
6.15.2	<i>Cálculo de la disposición de los tornillos en la brida de la boquilla</i> .....	176
6.15.3	<i>Cálculo de los pernos</i> .....	177
6.16	Sistema de corte.....	181
6.16.1	<i>Carro móvil</i> .....	182
6.17	Rodamientos.....	182
6.17.1	<i>Solicitud dinámica del rodamiento</i> .....	184
6.17.2	<i>Vida nominal del rodamiento básico</i> .....	186
6.17.3	<i>Cálculo del rodamiento 2</i> .....	187
6.18	Selección del soporté para el rodamiento.....	190
6.19	Diseño de la chaveta.....	191
6.19.1	<i>Cálculo de chaveta del eje del tornillo al acople</i> .....	191
6.20	Selección del acople .....	192
6.21	Sistema de alimentación - Diseño de tolva.....	193
6.21.1	<i>Requisitos</i> .....	193
6.21.2	<i>Dimensionamiento de la tolva</i> .....	194
6.21.3	<i>Cálculo del espesor de la tolva</i> .....	196
6.21.4	<i>Carga total que soporta la tolva para la arcilla</i> .....	199
6.22	Cálculo de las principales uniones soldadas.....	199
6.23	Representación de la máquina propuesta.....	202
6.24	Validación mediante simulación estática.....	204
6.24.1	<i>Simulación del eje</i> .....	204
6.24.2	<i>Simulación del cilindro</i> .....	206
6.24.3	<i>Cálculo de la estructura de soporté y simulación de esfuerzos</i> .....	208
6.1	Análisis económico .....	212
<b>7</b>	<b>Discusión</b> .....	<b>219</b>
<b>8</b>	<b>Conclusiones</b> .....	<b>222</b>
<b>9</b>	<b>Recomendaciones</b> .....	<b>224</b>
<b>10</b>	<b>Bibliografía</b> .....	<b>225</b>
<b>11</b>	<b>Anexos</b> .....	<b>230</b>

## Índice de tablas:

<b>Tabla 1.</b> Dimensiones de ladrillos cerámicos en cm.....	12
<b>Tabla 2.</b> Clasificación, de los ladrillos cerámicos de acuerdo a su calidad .....	13
<b>Tabla 3.</b> Requisitos de resistencia mecánica y absorción de la humedad que deben cumplir los ladrillos cerámicos. ....	15
<b>Tabla 4.</b> Características de Máquina Manual de prensado para fabricación de ladrillo de arcilla .....	17
<b>Tabla 5.</b> Características del modelo de prensadora modelo PH2-45 .....	18
<b>Tabla 6.</b> Características de máquina prensadora de ladrillo modelo LY4-10 .....	19
<b>Tabla 7.</b> Características de máquina extrusora de arcilla modelo NZ-250 .....	20
<b>Tabla 8.</b> Comparación entre los tipos de flujos .....	24
<b>Tabla 9.</b> Tipos de hélice para tornillos sin fin.....	51
<b>Tabla 10.</b> Velocidad de eje en función del diámetro del tornillo .....	52
<b>Tabla 11.</b> Sistema de conformado versus productos finales .....	56
<b>Tabla 12.</b> Porcentaje de agua y nivel de presión para diferentes sistemas de conformado .....	56
<b>Tabla 13.</b> Tipos de extrusión y valores aproximados de los parámetros más importantes. ....	57
<b>Tabla 14.</b> Diseños del diámetro exterior de poleas .....	62
<b>Tabla 15.</b> Diseños distintos dependiendo del diámetro exterior .....	62
<b>Tabla 16.</b> Coeficiente de relleno $\lambda$ .....	75
<b>Tabla 17.</b> Coeficiente de disminución debido a la inclinación .....	76
<b>Tabla 18.</b> Factor de diámetro .....	81
<b>Tabla 19.</b> Factor helicoidal .....	82
<b>Tabla 20.</b> Factor de material .....	82
<b>Tabla 21.</b> Factor de sobrecarga $F_0$ .....	84
<b>Tabla 22.</b> Factor de eficiencia.....	84
<b>Tabla 23.</b> Características del factor de seguridad .....	90
<b>Tabla 24.</b> Características del factor de seguridad $nsy$ .....	91
<b>Tabla 25.</b> Factor de servicio .....	97
<b>Tabla 26.</b> Tamaño de acople.....	98
<b>Tabla 27.</b> Disposiciones constructivas.....	99
<b>Tabla 28.</b> Características o necesidades del productor .....	104
<b>Tabla 29.</b> Requisitos de la máquina extrusora de arcilla .....	105
<b>Tabla 30.</b> Importancia de los atributos .....	107
<b>Tabla 31.</b> Matriz morfológica .....	114
<b>Tabla 32.</b> Matriz ponderada- Tolva .....	117
<b>Tabla 33.</b> Matriz ponderada- Tipo de extrusora .....	121
<b>Tabla 34.</b> Matriz ponderada - tipo de tornillo extrusor.....	122
<b>Tabla 35.</b> Matriz ponderada - Sistema de transporte. ....	123
<b>Tabla 36.</b> Matriz ponderada - Sistema reductor de velocidad.....	124
<b>Tabla 37.</b> Parámetros de diseño .....	134
<b>Tabla 38.</b> Velocidad máxima( rpm) según la clase de material .....	135

<b>Tabla 39.</b> Parámetros para iniciar el cálculo.....	137
<b>Tabla 40.</b> Factor de corrección de la potencia .....	145
<b>Tabla 41.</b> Diámetro primitivo de la polea mínimo.....	147
<b>Tabla 42.</b> Longitud primitiva nominal.....	148
<b>Tabla 43.</b> Factor de corrección en función del arco de contacto de la polea menor .....	149
<b>Tabla 44.</b> Factor de corrección en función de la longitud de la correa .....	149
<b>Tabla 45.</b> Prestación base y prestación adicional.....	150
<b>Tabla 46.</b> Prestación base( en HP).....	153
<b>Tabla 47.</b> Factor de servicio fs1 en función de la naturaleza de la carga y de la duración de funcionamiento. ....	155
<b>Tabla 48.</b> Factor de servicio fs2 en función de la naturaleza de la carga y de la frecuencia de arranque.....	155
<b>Tabla 49.</b> Factor de servicio fs3 en función del tipo de motor .....	156
<b>Tabla 50.</b> Factor de servicio fs4 en función del grado de fiabilidad .....	156
<b>Tabla 51.</b> Factor de servicio fs5 en función de la velocidad angular de salida n2 .....	156
<b>Tabla 52.</b> Rodamientos seleccionados .....	190
<b>Tabla 53.</b> Pesos en la estructura.....	209
<b>Tabla 54.</b> Costos de materiales .....	212
<b>Tabla 55.</b> Costos de contratación de servicios.....	213
<b>Tabla 56.</b> Costo total de los valores indirectos de producción.....	214
<b>Tabla 57.</b> Costo de traslado de arcillas para 1000 ladrillos. ....	214
<b>Tabla 58.</b> Costo de fabricación -1000 ladrillos.....	215
<b>Tabla 59.</b> Costo fijos de producción .....	215
<b>Tabla 60.</b> Costo de producción de 5000 ladrillos. ....	215
<b>Tabla 61.</b> Precio del transporte de arcilla .....	217
<b>Tabla 62.</b> Precio de moldeo y parbado. ....	217
<b>Tabla 63.</b> Periodo de recuperación .....	217
<b>Tabla 64.</b> Características físicas de la máquina mezcladora. ....	249
<b>Tabla 65.</b> Ficha técnica del motor.....	255
<b>Tabla 66.</b> Clasificación de la naturaleza de la carga en función de la aplicación .....	256
<b>Tabla 68</b> Flechas y momentos en las placas cargadas. ....	260
<b>Tabla 71.</b> Factor f0 para rodamientos rígidos de bolas .....	263
<b>Tabla 72.</b> Rodamientos FAG rígidos de bolas.....	264
<b>Tabla 73</b> Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas .....	264
<b>Tabla 74.</b> Dimensiones para chavetas.....	266
<b>Tabla 75.</b> Propiedades típicas de materiales seleccionados usados en ingeniería.....	272
<b>Tabla 76.</b> Parámetro en el factor de la condición superficial de Marín. ....	272
<b>Tabla 77.</b> Factores de confiabilidad correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.....	272
<b>Tabla 78.</b> Dimensiones de arandelas métricas sencillas (todas las dimensiones están en milímetros) ....	274
<b>Tabla 79.</b> Dimensiones de roscas hexagonales .....	275

<b>Tabla 80.</b> Longitud de tornillos. ....	276
<b>Tabla 81.</b> Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino* .....	276
<b>Tabla 82.</b> Parámetros de la rigidez de varios materiales.....	277
<b>Tabla 83.</b> Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero* .....	277
<b>Tabla 84.</b> Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete .....	278
<b>Tabla 85.</b> Propiedades mínimas del metal de aporte.....	278

## Índice de figuras:

<b>Figura 1.</b> Geometría del ladrillo .....	12
<b>Figura 2.</b> Moldeado de la mezcla de arcilla.....	15
<b>Figura 3.</b> Máquina de prensado modelo PH-4803 .....	16
<b>Figura 4.</b> Máquina de prensado hidráulico modelo PH2-45.....	18
<b>Figura 5.</b> Máquina prensadora de ladrillo modelo LY4-10.....	19
<b>Figura 6.</b> Máquina extrusora de arcilla modelo NZ-250 .....	20
<b>Figura 7.</b> Partes generales de una máquina extrusora.....	23
<b>Figura 8.</b> Tipos de flujos en tolva.....	24
<b>Figura 9.</b> Garganta de alimentación.....	25
<b>Figura 10.</b> Tipos de propulsores .....	25
<b>Figura 11.</b> Tipos de matrices(Moldes).....	26
<b>Figura 12.</b> Máquina extrusora de ladrillos con sistema de corte externo.....	27
<b>Figura 13.</b> Extrusora de ladrillos con sistema de mezclado independiente .....	28
<b>Figura 14.</b> Máquina de ladrillos de arcilla sin perno de base .....	29
<b>Figura 15.</b> Extrusora de ladrillos con sistema de mezclado y extrusión de vacío.....	30
<b>Figura 16.</b> Esquema de camisa cilíndrica .....	30
<b>Figura 17.</b> Esquema de camisa cónica.....	30
<b>Figura 18.</b> Esquema de camisa combinada.....	31
<b>Figura 19.</b> Esquema de camisa alargada.....	31
<b>Figura 20.</b> Esquema de camisa expandida.....	31
<b>Figura 21.</b> Camisa de pasos .....	32
<b>Figura 22.</b> Alabeo de la arcilla al salir de la matriz .....	33
<b>Figura 23.</b> Grietas y laminaciones al salir de la matriz.....	34
<b>Figura 24.</b> Desgarramiento del ladrillo al salir de la matriz .....	34
<b>Figura 25.</b> Inclusión en forma de pie de pájaro al salir de la matriz.....	35
<b>Figura 26.</b> Estructura de diseño según la norma alemana VDI 2221.....	38
<b>Figura 27.</b> Elementos básicos del diseño de materialización, según Ullman (2010).....	39
<b>Figura 28.</b> Elemento sometido a tracción (a) y sometido a compresión (b) .....	41
<b>Figura 29.</b> Elemento sometido a cortante .....	41
<b>Figura 30.</b> Elemento sometido a flexión.....	42
<b>Figura 31.</b> Elemento sometido a torsión.....	43
<b>Figura 32.</b> Diseño de ejes. ....	44
<b>Figura 33.</b> Esquema de una geometría de tornillo de doble vuelo.....	47
<b>Figura 34.</b> Tornillo sin fin .....	53
<b>Figura 35.</b> Perfil de velocidades debido al flujo de presión.....	58
<b>Figura 36.</b> Fuerzas que actúan sobre una chaveta.....	60
<b>Figura 37.</b> Partes de una polea.....	61
<b>Figura 38.</b> Sección transversal de correas trapeciales. ....	64
<b>Figura 39.</b> Componentes de una banda transportadora.....	67

<b>Figura 40.</b> Transportadora de rodillos .....	68
<b>Figura 41.</b> Transporte mediante una mesa con superficie lisa .....	69
<b>Figura 42.</b> Banda transportadora de cadenas .....	69
<b>Figura 43.</b> Metodología para el diseño de la máquina extrusora .....	73
<b>Figura 44.</b> Geometría de la hélice.....	80
<b>Figura 45.</b> Cargas y reacciones sobre el tornillo de extrusión.....	86
<b>Figura 46.</b> Esfuerzos normales .....	88
<b>Figura 47.</b> Eje redondo con filete en el hombro en flexión.....	93
<b>Figura 48.</b> Eje redondo con filete en el hombro en torsión.....	94
<b>Figura 49.</b> Sensibilidad a la muesca con una función del radio para varios materiales y tipos de carga...94	
<b>Figura 50.</b> Distancias para la disposición de tornillos .....	99
<b>Figura 51.</b> Distancia m .....	100
<b>Figura 52.</b> Variables para el diseño del perno .....	100
<b>Figura 53.</b> Caja negra .....	110
<b>Figura 54.</b> Estructura funcional del diseño.....	112
<b>Figura 55.</b> Tolva circular .....	116
<b>Figura 56.</b> Tolva tronco-piramidal .....	117
<b>Figura 57.</b> Mecanismo de rodillo de expresión con sinfín de alimentación, alrededor de 1875.....	118
<b>Figura 58.</b> Extrusora de pistón .....	119
<b>Figura 59.</b> Mecanismo de tornillo .....	120
<b>Figura 60.</b> Sistema de corte .....	128
<b>Figura 61.</b> Esquema del diseño preliminar de la extrusora.....	129
<b>Figura 62.</b> Viscosidad de la arcilla para tipo Brick/ Backing .....	138
<b>Figura 63.</b> Relación flujo másico-diámetro del eje.....	138
<b>Figura 64.</b> Curva de relación flujo másico- diámetro del eje a 2 MPa .....	140
<b>Figura 65.</b> Motores Honda.....	143
<b>Figura 66.</b> Curva del motor.....	144
<b>Figura 67.</b> Diagrama cinemático de la máquina.....	144
<b>Figura 68.</b> Sección de correa .....	146
<b>Figura 69.</b> Interfaz de la empresa Rossi .....	157
<b>Figura 70.</b> Árbol lento integral lado opuesto ranura (HI1) .....	158
<b>Figura 71.</b> Tornillo sometido a corte .....	160
<b>Figura 72.</b> Disposición de tornillos en unión base cilindro .....	160
<b>Figura 73.</b> Corte de sección de placa.....	162
<b>Figura 74.</b> Área de la hélice.....	163
<b>Figura 75.</b> Diagrama de todas las fuerzas sobre el tornillo.....	165
<b>Figura 76.</b> Diagrama de carga .....	167
<b>Figura 77.</b> Diagrama de momento flector.....	167
<b>Figura 78.</b> Sección cuadrada hueca .....	173
<b>Figura 79.</b> Geometría de la boquilla .....	174

<b>Figura 80.</b> Cargas distribuidas .....	174
<b>Figura 81.</b> Carga en la boquilla. ....	175
<b>Figura 82.</b> Diagrama de corte .....	175
<b>Figura 83.</b> Diagrama de momento flector.....	176
<b>Figura 84.</b> Disposición de tornillos .....	177
<b>Figura 85.</b> Unión de la boquilla y el cilindro.....	177
<b>Figura 86.</b> Esfuerzo a tensión del perno .....	180
<b>Figura 87.</b> Esfuerzo de corte del perno.....	180
<b>Figura 88.</b> Sistema de corte .....	182
<b>Figura 89.</b> Selección de tipo de rodamiento. ....	183
<b>Figura 90.</b> Tipo de rodamiento para el apoyo B. ....	187
<b>Figura 91.</b> Dimensiones de la garganta de alimentación .....	193
<b>Figura 92.</b> Tolva de alimentación .....	194
<b>Figura 93.</b> Vistas estándares de la tolva .....	195
<b>Figura 94.</b> Áreas a calcular de la tolva .....	195
<b>Figura 95.</b> Carga distribuida en la placa de la tolva .....	196
<b>Figura 96.</b> Analogía entre una placa trapezoidal y cuadrada empotrada en dos de los extremos. ....	197
<b>Figura 97.</b> Voladizo de sección transversal rectangular soldado a un soporté en los bordes superior e inferior. ....	199
<b>Figura 98.</b> Vista isométrica de la extrusora .....	202
<b>Figura 99.</b> Extrusora con guarda de protección (ubicación).....	203
<b>Figura 100.</b> Ubicación de la guarda de protección. ....	203
<b>Figura 101.</b> Ensamble de la extrusora de arcilla.....	204
<b>Figura 102.</b> Cargas aplicadas al tornillo extrusor .....	205
<b>Figura 103.</b> Esfuerzos de Von Mises.....	205
<b>Figura 104.</b> Factor de seguridad en el eje.....	205
<b>Figura 105.</b> Deformaciones en el eje.....	206
<b>Figura 106.</b> Factor de seguridad en el cilindro .....	207
<b>Figura 107.</b> Esfuerzo de Von Mises en el cilindro. ....	207
<b>Figura 108.</b> Desplazamiento estático del cilindro.....	208
<b>Figura 109.</b> Deformación estática unitaria del cilindro. ....	208
<b>Figura 110.</b> Fuerzas en la estructura.....	210
<b>Figura 111.</b> Tensiones en la estructura .....	210
<b>Figura 112.</b> Factor de seguridad de la estructura.....	211
<b>Figura 113.</b> Gráfica de desplazamientos.....	211
<b>Figura 114.</b> Costos de producción.....	216
<b>Figura 115.</b> Ubicación geográfica de la ladrillera y el sitio de extracción de la arcilla .....	234
<b>Figura 116.</b> Prueba de mezcla de arcilla para trabajar con el sistema de extrusión. ....	243
<b>Figura 117.</b> Moldeado del ladrillo .....	244
<b>Figura 118.</b> Ladrillo desmoldado .....	244



<b>Figura 119.</b> Masa de un ladrillo kg.....	245
<b>Figura 120.</b> Masa de 1 palada de arcilla .....	247
<b>Figura 121.</b> Mezcla de arcilla ingresada.....	247
<b>Figura 122.</b> Soporté de pie para rodamiento de rodillos cónicos.....	265
<b>Figura 123.</b> Soporté de pie para rodamiento de bolas. ....	265
<b>Figura 124.</b> Propiedades físicas de la boquilla de la extrusora. ....	271

## Índice de anexos:

<b>Anexo 1.</b> Modelo de entrevista .....	230
<b>Anexo 2.</b> Ubicación geográfica de la ladrillera .....	234
<b>Anexo 3.</b> Resultados de la entrevista al productor-microempresario .....	235
<b>Anexo 4.</b> Lista de referencia de contexto .....	240
<b>Anexo 5.</b> Determinación de la densidad de la mezcla de arcilla .....	242
<b>Anexo 6.</b> Determinación de la capacidad del proceso de la máquina.....	246
<b>Anexo 7.</b> Características físicas de la máquina. ....	249
<b>Anexo 8.</b> Características técnicas del motor briggs stratton de 16 Hp .....	252
<b>Anexo 9.</b> Metodología aplicada para encontrar el diámetro del eje .....	253
<b>Anexo 10.</b> Ficha técnica del motor Honda GX160. ....	255
<b>Anexo 11.</b> Naturaleza de la carga para una extrusora .....	256
<b>Anexo 12.</b> Ficha técnica de reductor .....	257
<b>Anexo 13.</b> Especificaciones generales del acero de transmisión AISI 1018 .....	259
<b>Anexo 14.</b> Flechas y momentos en las placas cargadas y vinculadas de distintas maneras. ....	260
<b>Anexo 15.</b> Tabla de valores de orientación para fL .....	260
<b>Anexo 16.</b> Características del rodamiento 31311 .....	261
<b>Anexo 17.</b> Capacidad dinámica y estática del rodamiento seleccionado .....	262
<b>Anexo 18.</b> Tabla de valores de fuerza tangencial fz.....	262
<b>Anexo 19.</b> Selección del factor f0 para rodamientos rígidos de bolas de acuerdo al diámetro del eje ....	263
<b>Anexo 20.</b> Rodamiento de bolas seleccionado .....	264
<b>Anexo 21.</b> Selección de los factores radiales y axiales para rodamiento de bolas .....	264
<b>Anexo 22.</b> Soporte de pie elegido para el rodamiento cónico .....	265
<b>Anexo 23.</b> Soporte de pie elegido para el rodamiento de bolas .....	265
<b>Anexo 24.</b> Dimensiones establecidas de las chavetas .....	266
<b>Anexo 25.</b> Propiedades mecánicas para una barra cuadrada acero A36.....	267
<b>Anexo 26.</b> Dimensiones de acoples.....	268
<b>Anexo 27.</b> Propiedades mecánicas de la plancha de acero ASTM A36 .....	269
<b>Anexo 28.</b> Volumen de la boquilla del diseño .....	271
<b>Anexo 29.</b> Propiedades mecánicas del acero estructural ASTM - A36.....	272
<b>Anexo 30.</b> Factor de la condición superficial de Marín seleccionado .....	272
<b>Anexo 31.</b> Factor de confiabilidad a fatiga .....	272
<b>Anexo 32.</b> Especificaciones generales del perfil estructural correa “G” .....	273
<b>Anexo 33.</b> Espesor de la arandela seleccionada para el perno .....	274
<b>Anexo 34.</b> Tuerca seleccionada para el perno .....	275
<b>Anexo 35.</b> Longitud estandarizada para tornillos .....	276
<b>Anexo 36.</b> Área de esfuerzo ( $A_t$ ) a la tensión del perno .....	276
<b>Anexo 37.</b> Módulo de elasticidad para el acero. ....	277
<b>Anexo 38.</b> Propiedades mecánicas de acuerdo a la clase de tornillo .....	277
<b>Anexo 39.</b> Tipo de soldadura seleccionada para los componentes.....	278

<b>Anexo 40.</b> Resistencia a la tensión y la fluencia del electrodo seleccionado .....	278
<b>Anexo 41.</b> Consideraciones para el cálculo del factor de seguridad estático.....	279
<b>Anexo 42.</b> Especificaciones generales del tubo estructural cuadrado de acero negro .....	280
<b>Anexo 43.</b> Especificaciones generales del tubo estructural redondo de acero negro .....	281
<b>Anexo 44.</b> Certificado de la traducción de resumen.....	282
<b>Anexo 45.</b> Planos .....	282

### **Simbología:**

$\dot{v}$ : Volumen de extrusión ( $m^3$ ).

l: Largo del ladrillo (m).

a: Ancho del ladrillo (m).

h: Altura ladrillo (m).

U: Ladrillos por hora

m: Masa (kg)

V: Volumen del ladrillo ( $m^3$ )

$\dot{m}$ : Flujo másico ( $\frac{kg}{h}$ )

$\lambda$ : Coeficiente de relleno de la sección (adim.)

i: Coeficiente de disminución debido a la inclinación (adim.)

e: Ancho del filete (m).

n: Velocidad de giro (rpm)

L: Longitud del tornillo extrusor (m).

$\delta$ : Tolerancia del tornillo extrusor (m).

$D_b$ : Diámetro del tornillo (mm)

p : Paso del tornillo (mm)

$\theta_b$ : Ángulo externo de la hélice ( $^\circ$ )

$p_i$  : Número de aletas del tornillo sinfín (adim)

$W_b$  : Ancho del canal para la hélice (mm)

$D_c$  : Diámetro del eje (mm)

$\theta_c$ : Ángulo externo del eje ( $^\circ$ )

$W_c$  : Ancho del canal para el eje (mm)

$e_c$  : Espesor del filete para el eje (mm)

$b_c$ : Ancho del filete para el eje (mm)

$z(r)$  : Longitud helicoidal total de la sección de medición (mm)

$V_{bz}$  : Componente z de la velocidad del vuelo del tornillo (mm/s)

$V_{cz}$ : Componente z de la velocidad del eje del tornillo (mm/s)

$Q_{md}$ : Caudal de masa rotacional (kg/s)

$\rho_m$  : Densidad del material ( $kg/m^3$ )

H : Altura del ala del tornillo (mm)

$F_d$ : Factor de forma para flujo rotacional (adim.)

$Q_{mp}$ : Caudal másico inducido por presión (kg/s)  
 $\eta$  : Viscosidad de corte promedio del fluido en el canal (Pa. s)  
 $\frac{\partial P}{\partial z}$ : Gradiente de presión en la dirección z (MPa/m)  
 $F_p$  : Factor de forma para flujo rotacional (adim.)  
 $\dot{m}$  : Caudal másico total (kg/s)  
 $F_x$ : Fuerza ejercida por el tornillo para realizar la compresión (N)  
 $v$ : Velocidad de avance del tornillo  $\left(\frac{m}{s}\right)$   
 $A$ : Área transversal del tornillo (m<sup>2</sup>)  
 $N_p$  : Número de pernos  
 $P_c$ : Potencia de compresión(HP)  
 $u$ : Relación existe entre los diámetros del tornillo (adim.)  
 $F_b$ : Factor del buje para colgate. (cuando se requiera)(adim.)  
 $F_d$ : Factor del diámetro del tornillo. (adim.)  
 $C$ : Capacidad  $\left(\frac{ft}{h}\right)$   
 $L_z$ : Longitud de la zona del transportador(ft)  
 $F_f$ : Factor helicoidal(adim.)  
 $F_m$ : Factor de material(adim.)  
 $F_0$ : Factor de sobrecarga(adim.)  
 $e$ : Eficiencia de la transmisión(adim.)  
 $r_{ic}$ : Radio interior del cilindro (m).  
 $P$ : Presión interna (MPa)  
 $r_{oc}$  Radio exterior del cilindro (m).  
 $r_{ic}$ : Radio interior del cilindro (m).  
 $t_c$ : Espesor de la lámina (m).  
 $T_{motor}$ : Torque ejercido por el motor (Nm)  
 $F_{distribuida(D-F)}$ : Peso de la masa de arcilla, peso hélices del tornillo y peso del eje  $\left(\frac{N}{m}\right)$   
 $F_{distribuida(A-D)}$ : Peso del eje (diferente diámetro)  $\left(\frac{N}{m}\right)$   
 $V_{hélice}$ : Volumen de la hélice (m<sup>3</sup>)  
 $A_{hélice}$ : Área de hélice (m<sup>2</sup>)  
 $n_{hélices}$ : Número de hélices

$F_{\text{hélice}}$ : Fuerza que ejercen las hélices (N/m)  
 $g$ : Gravedad  $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$   
 $P_{\text{total}}$ : Potencia transmitida al husillo (HP)  
 $w$ : Velocidad angular  $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$   
 $M$ : Momento flector máximo(Nm)  
 $I$ : Momento de inercia de la seccion con respecto al eje neutro ( $\text{m}^4$ )  
 $\tau_{\text{max}}$ : Esfuerzo cortante máximo (MPa)  
 $T(x)$ : Par torsor máximo (Nm)  
 $r$ : Radio del eje(m)  
 $L_T$  : Longitud de la zona de extrusión (m)  
 $J$ : Momento polar de inercia( $\text{m}^4$ )  
 $n_{\text{sx}}$ : Factor de seguridad que involucra características A, B y C  
 $n_{\text{sy}}$ : Factor de seguridad que involucra características D y E  
 $k_a$ : Factor de modificación de la condición superficial (adim)  
 $k_b$  : Factor de modificación del tamaño (adim.  
 $k_c$  : Factor de modificación de la carga (adim)  
 $k_d$  : Factor de modificación de la temperatura (adim)  
 $k_e$  : Factor de confiabilidad (adim)  
 $k_f$  : Factor de concentración de esfuerzos (adim)  
 $S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (MPa)  
 $k_a =$  Factor de modificación de la condición superficial(adim)  
 $S_{ut}$ : Resistencia a rotura en tracción (MPa)  
 $k_c$ : Factor de carga(adim)  
 $K_D$ : Factor de temperatura(adim)  
 $\frac{S_T}{S_{RT}}$ : Constante (adim)  
 $k_e$ : Factor de confiabilidad(adim)  
 $z_a$ : Variación de transformación (adim)  
 $q$ : Sensibilidad de la ranura o muesca (adim)  
 $k_t$ : Factor teórico de concentración de esfuerzos (adim)  
 $a_n$ : Constante de Neuber (in)  
 $r_m$ : Radio de la muesca (in)

$L_c$  : Longitud de la chaveta (m)

$S_e$  : Resistencia a la fatiga corregido (MPa)

$S_y$  : Límite de elasticidad (MPa)

$L_b$  : Longitud de la boquilla (m)

$P_{eje}$ : Potencia en eje (kW)

$f_1$  : Factor de servicio de acuerdo al tipo de máquina y horas de servicio (adim)

$f_2$  : Factor de corrección de acuerdo al tipo de motor (adim)

$f_3$  : Factor de maniobra (adim)

# **1 Título**

**Diseño de una máquina extrusora de arcilla para la fabricación de ladrillo de cara vista.**



## 2 Resumen

La inexistencia de procesos tecnológicos en la compactación de ladrillos en algunas microempresas que se dedican a esta actividad limita su economía, debido a la producción manual de productos. En este contexto, el proyecto actual se enfoca en el proceso del moldeo de la arcilla, con el objetivo de diseñar una máquina extrusora de ladrillos para la microempresa "Vargas". Este proyecto busca disminuir el tiempo fabricación, mejorar el proceso de compactación del ladrillo, incrementar la seguridad de los trabajadores, así como aumentar la producción y los beneficios del propietario de la ladrillera, para lo cual mediante el diseño conceptual, se presentarán diferentes alternativas de diseño de los componentes que conformarán la máquina, los cuales serán evaluados mediante el uso de matrices de ponderación, para elegir el que mejor cumpla su función de manera efectiva, teniendo en cuenta los requerimientos del productor, como requisitos de los ladrillos en tamaño y propiedades físicas, posterior se realiza el dimensionamiento mediante el análisis estático o dinámico según corresponda, utilizando los conceptos del diseño mecánico. La máquina extrusora diseñada es del tipo sin fin, donde se realiza el diseño del tornillo, la boquilla, el cilindro, el sistema de transmisión, teniendo en cuenta parámetros como la velocidad del tornillo, las fuerzas generadas y la potencia. Además, se realizará una valoración del costo de construcción de la máquina, incluyendo una evaluación comparativa con máquinas que han sido diseñadas con el mismo propósito disponibles en el mercado, para determinar el costo de compra y la capacidad de producción. La implementación de la extrusora de ladrillos permitirá reducir el tiempo de fabricación, aumentar la producción, las ganancias y disminuir la dependencia de mano de obra en el proceso de fabricación de ladrillos.

**Palabras clave:** Compactación de ladrillos, Máquina extrusora, Diseño conceptual, Aumento de producción.

## **Abstract**

The absence of technological processes in the compaction of bricks in some microenterprises engaged in this activity limits their economy due to manual production methods. In this context, the current project focuses on clay molding with the objective of designing a brick extrusion machine for the microenterprise "Vargas." This project aims to reduce brick manufacturing time, improve brick compression process, enhance worker safety, increase production and owner benefits by presenting different design alternatives through conceptual design, which will be evaluated using weighted matrix criteria to select the most effective option considering producer requirements such as brick size and physical properties. Subsequently, sizing will be performed utilizing static or dynamic analysis based on mechanical engineering concepts.

The designed brick extrusion machine is of infinite type, where the screw, die, barrel, transmission system are designed taking into account parameters like screw speed, forces generated, and power. Additionally, the construction cost evaluation will include a comparison with machines that have been designed for similar purposes available in the market, determining purchase costs and production capacity. Implementation of the brick extruder will allow reducing manufacturing time, increasing production, profits, and decreasing dependence on labor during brick production.

**Keywords:** Brick compaction, Brick extruder machine, Conceptual design, Increase in production.

### 3 Introducción

#### 3.1 Situación problemática y antecedentes.

En la actualidad, el uso de maquinaria en la industria del ladrillo ha sido fundamental para mejorar la eficiencia y calidad de los procesos productivos. Según un estudio relevante (Yusof, 2002), la mecanización ha demostrado ser crucial para aumentar la productividad y reducir los costos en comparación con los métodos tradicionales. Sin embargo, debido a los altos costos de adquisición y las dificultades para importar, es esencial buscar soluciones para las microempresas en el sector ladrillero, especialmente en un contexto donde el 98.7% de las empresas registradas son microempresas (INEC, 2020). En el sector ladrillero de Loja, dominado por microempresas que operan de forma artesanal y con alto grado de informalidad, los productores artesanales de ladrillos enfrentan desafíos significativos debido a la carencia de procesos mecanizados para la compactación del material, lo que limita la capacidad de producción y afecta la calidad y uniformidad de los ladrillos fabricados. En este contexto, es imprescindible abordar esta problemática, dado que la introducción de maquinaria especializada para la compactación de ladrillos en entornos artesanales puede representar una oportunidad única para mejorar las condiciones laborales, aumentar la producción y garantizar estándares de calidad consistentes. La industria artesanal de ladrillo desempeña un papel importante en el sector de la construcción, como es el caso de la ladrillera del Sr. Amado Vargas, ubicada en la provincia de Loja, cantón Espíndola, parroquia Santa Teresita, que desde hace 8 años se dedica a la fabricación y comercialización de ladrillos hechos a base de tierra arcillosa para el sector de la construcción. El ladrillo elaborado en este sector es moldeado de forma manual, su proceso productivo empieza, por la obtención de las arcillas, (tierra amarilla, tierra negra, arena de grano fino) las cuales son extraídas de canteras que se encuentran cerca de la ladrillera mismas que son propiedad del señor Vargas, una vez obtenida los distintos tipos de arcillas pasan por una zaranda con el fin de separar los materiales gruesos, luego pasa a un depósito que previamente se ha llenado con agua una cuarta parte de su capacidad, donde se mezcla con aserrín y se la deja reposar durante 12 horas, transcurrido el tiempo pasa a ser batida por una máquina de construcción artesanal. Seguido, la mezcla es llevada a los moldes de madera para ser compactada manualmente, y luego se retira el molde una vez compactada la mezcla, para después dejar un par de días al sol para que seque y, por último, se lleva a un horno para su cocción que tarda aproximadamente 24 horas para producir 5000 ladrillos. Actualmente la producción es de

2000 ladrillos a la semana, los cuales se comercializan a 19 centavos en el cantón Espíndola. En la ladrillera del Sr. Amado Vargas Tillaguango existe una producción limitada de ladrillo, siendo el proceso más crítico al momento de prensar el ladrillo, dado que algunos ladrillos no salen bien compactados, presentando huecos después del desmolde, lo cual se ve reflejado en la calidad y en la disminución a 1600 ladrillos a la semana, generando costos mayores para la producción, al igual en este proceso de desmoldeo el esfuerzo físico es grande, el cual provocando dolencias músculo-esqueléticas del trabajador, también al compactar la masa en los moldes de madera la mayoría de trabajadores sufren cortaduras por piedrillas, espinas, astillas del mismo molde de madera, debiendo ausentarse y por consiguiente perjudicando más la capacidad productiva. Esta problemática la ha venido acarreado durante muchos años, por lo que no permite que la ladrillera del Sr. Vargas tenga una gran productividad. Por tal razón, la propuesta de tesis se basa en diseñar una máquina extrusora de arcillas para la producción de ladrillo, con el objetivo de resolver el problema de investigación que versa sobre la inexistencia de procesos tecnológicos mecanizados para la elaboración de ladrillos de cara vista en la ladrillera del Sr. Amado Vargas. Consiguiendo así una compactación uniforme en todas las unidades, mejorar la calidad, prevenir accidentes, aumentar la producción diaria y ofrecer un ladrillo fiable para los compradores. Mediante la aplicación de los conocimientos adquiridos durante la formación profesional y el uso de normas y softwares, se proyecta desarrollar una solución tecnológica enfocada en mejorar la eficiencia productiva al tiempo que reduzca la carga física sobre los trabajadores. De esta manera se aspira aportar a la modernización y competitividad de la ladrillera artesanal.

### **3.2 Objetivos de investigación**

#### **3.2.1 *Objetivo general***

- Diseñar una máquina extrusora de arcilla destinada a la fabricación de ladrillo de cara vista, en la ladrillera del Sr. Amado Vargas.

#### **3.2.2 *Objetivos específicos***

- Definir el tipo de máquina extrusora y parámetros de operación y diseño.
- Diseñar y seleccionar, según corresponda, los diversos sistemas y componentes de la máquina.
- Validar mediante simulación estática los componentes principales de la máquina.

## 4 Marco Teórico

### 4.1 Antecedentes de estudio

Este apartado tiene como objetivo describir los trabajos más importantes, como las experiencias adquiridas por diversos investigadores recogidos en la literatura hasta la fecha, en cuanto al diseño y fabricación de máquinas extrusoras de ladrillos.

El autor **Sánchez Cún, (2010)**, en su tesis titulada "Mejoramiento Y Tecnificación De Extrusora Para La Elaboración De Ladrillos Artesanales" estableció como objetivo general "Mejorar las propiedades físicas y mecánicas de los ladrillos elaborados artesanalmente implementando un nuevo proceso de moldeo de los mismos". Este trabajo se llevó a cabo en la ladrillera del Sr. Lorenzo Arreaga, ubicada en la zona de Pancho Negro, provincia del Guayas. El diseño especificó que el contenido de agua podría variar entre un 15% y 20%, con una presión de extrusión media, determinada por la fuerza de un hombre promedio y la geometría de la manivela de la prensa. El barril fue diseñado para extruir 3 ladrillos en una sola carga, y el cabezal fue diseñado para ser desarmable. Los materiales utilizados en esta máquina incluyeron plancha de hierro negro laminado en caliente de 6 mm tipo A36, tubo estructural cuadrado de 1" x 1.5 mm, ángulo laminado de 1" x 3/16", bisagras industriales torneadas de 5/8", pintura anticorrosiva color gris marca Unidas, electrodos para el proceso de arco eléctrico tipo 6011, eje de acero de transmisión de 1 1/2", y pernos de acero de 3/8" por 2" para la sujeción de las partes.

Una vez completada la construcción, se detectaron ciertos problemas relacionados con la composición de la masa y el diseño del prototipo del extrusor. Como resultado, las pruebas realizadas con la mezcla habitualmente utilizada por los ladrilleros arrojaron los siguientes resultados: se observaron deformaciones volumétricas durante la extrusión debido al alto contenido de agua y a la longitud del dado extrusor, así como deformaciones en la placa extrusora durante el proceso de moldeo debido a la falta de guías para dirigir su recorrido. Posteriormente, se llevó a cabo una segunda prueba con un contenido de agua del 20%, logrando una extrusión casi perfecta.

Como recomendaciones para diseños posteriores, con el fin de conseguir un moldeo uniforme a la salida de la extrusora, el dado deberá tener una longitud mínima de 200 mm. Al igual la mesa que recibe los ladrillos extruidos debe tener una superficie lisa y suave, de modo que la masa no se pegue y por lo tanto no se deforme a la salida, y debe estar ubicada inmediatamente después de la salida del dado extrusor, también deberá tener

en sus bordes de la placa extrusora una superficie de caucho para eliminar la fricción entre dos superficies metálicas barril-placa.

Por otro lado **Velilla Diaz, (2008)** desarrollo un “Diseño y validación de un modelo de extrusora de arcilla” planteándose como objetivo general “Diseñar un modelo de extrusora para arcilla; validar el modelo matemático mediante datos experimentales tomados de una extrusora real” de Barranquilla-Colombia, para el diseño se planteó a detalle un prototipo a escala de extrusora, con base en cálculos analíticos y criterios de ingeniería, además se realizó un análisis estructural de las partes en 3D por elementos finitos con ayuda del software CAD Solidworks, presentando las partes y sub-ensambles que sean necesarios para el rápido conocimiento del funcionamiento de la extrusora, además se realizaron experimentos para obtener los valores de las variables que optimizan el proceso de extrusión, generando rangos de operación que garanticen la mejor calidad considerando la mejor resistencia a la penetración.

De dicha investigación se obtuvo que al aumentar la presión de cañón y la corriente del motor la resistencia a la penetración en los ladrillos es mayor, debido a que la mezcla de arcilla arena tiene menor humedad por lo que es difícil que esta fluya por la boquilla. Por lo que la resistencia a la penetración en la arcilla al salir de la extrusora debe ser de  $1,5\text{Kg/cm}^2$  a  $2\text{Kg/cm}^2$ , por debajo de este rango la arcilla que sale de la extrusora es demasiado dúctil, en consecuencia tiende a deformarse a la hora de transportarla al secadero, si la resistencia es superior a este rango, los ladrillos son muy frágiles y a la hora de salir del horno salen rasgados.

Además, se presentó que el modelo matemático que describe el fenómeno de transporte de la arcilla dentro de la extrusora fue validado al compararlos con los valores de corriente del motor de la extrusora real, presentando un porcentaje de error experimental de 10,97%.

La metodología experimental empleada en este estudio para desarrollar un modelo de regresión para la resistencia a la penetración en función de la presión del cañón y la corriente del motor puede ser replicada para cualquier extrusora que maneje diferentes tipos de mezcla en la arcilla. En el modelo analítico desarrollado, se destaca que la viscosidad y la geometría del tornillo extrusor son las variables más significativas para el óptimo funcionamiento de las extrusoras.

Por otra parte, **Chapoñan & Carlos, (2019)** en su tesis titulado: “Diseño de una máquina extrusora de ladrillos con una capacidad de 1000 unidades/hora para la fábrica “ladrillos Lark” – Lambayeque” estipularon como objetivo general de su investigación

“Diseñar una máquina extrusora de ladrillos King Kong 18 huecos para mejorar la productividad en la fábrica ladrillos LARK.” Lo anterior, bajo una metodología de diseño basada en un modelo propuesto por Dieter & Schmidt, 2013, la cual propone empezar por determinar las necesidades de la fábrica “LADRILLOS LARK” posterior realizar una indagación de normas y recomendaciones de diseño para luego definir las necesidades y especificaciones en términos de ingeniería y con esto generar diseños de conceptos, posterior generar diseños de configuración si este diseño cumple se selecciona los materiales y procesos de manufactura de acuerdo a recomendación de diseño, continuando se procede a dimensionar la máquina extrusora al igual se realiza el diseño paramétrico de los componentes más críticos y se selecciona los componentes de la máquina, una vez cumplida las anteriores se procede al modelamiento de las piezas por software 3D como a la elaboración de planos y a realizar un análisis económico de la construcción de la máquina.

Los resultados de los cálculos paramétricos indican que, para lograr una producción de 100 unidades por hora de ladrillos King Kong de 18 huecos con una presión de extrusión de 2.5 MPa y un flujo másico de 1.2664 kg/s, se optó por un eje fabricado con una tubería AISI 340 cédula 40 de 5 pulgadas ( $D_{ext} = 141.3$  mm). Con un análisis paramétrico similar con una presión de 2.5 MPa y  $D_c = 0.140$  m se concluyó que será necesario un motor reductor comercial de 11 kW y 1148 Nm a 92 rpm. El adecuado diseño del eje se confirmó mediante con simulación numérica a través del método de elementos finitos en el software comercial ANSYS (Factores de seguridad estático y fatiga de 8.9 y 10.5, respectivamente).

El costo de fabricación de esta máquina es de S/. 11,842

Por su parte, el autor **Balseca, (2013)** en su tesis titulado: “Estudio de un sistema semiautomático moldeador de ladrillos de arcilla para reducir el tiempo de elaboración en la ladrillera artesanal del cantón Chambo provincia de Chimborazo” determinaron como objetivo “Establecer un sistema óptimo semiautomático moldeador de ladrillos de barro para reducir el tiempo de elaboración en la industria ladrillera”. Lo anterior, bajo una metodología cualitativa y cuantitativas; cualitativa dado que se investigará los elementos mecánicos más apropiados que formaran parte de una máquina de moldeado de ladrillo de acuerdo a normas de diseño de máquinas siendo novedoso y de cualidades de uso de tecnologías modernas; Cuantitativa dado que el diseño de la máquina de moldeado debe tener dimensiones de ancho, alto y profundidad en dependencia de los parámetros del proceso de manufactura moderna.

Los resultados obtenidos del estudio de campo realizado del proceso de moldeo revelan los componentes de la mezcla homogénea, que consiste en un 75% de arcilla, un 10% de arena, un 15 % de aserrín orgánico y un 20 % de agua como solvente en relación a la masa total. A demás, a través del estudio técnico científico se ha seleccionado un sistema extrusor con mecanismo de tornillo sin fin para mover la mezcla de alta densidad con un movimiento lento continuo. También se ha determinado que la máquina estará compuesta por dos partes: automática y manual, la parte automática se encarga del proceso de homogeneización y el moldeo de la masa, mientras que la parte manual realiza el proceso de corte; asimismo, al realizar las tabulaciones de los datos obtenidos en los ensayos, se demuestra la hipótesis de reducir el tiempo de producción.

**Perèz Gonzales & Barcos Hernández, (2004)** en su tesis titulado: “Optimización de una máquina extrusora de arcilla para la construcción de ladrillos en la industria ladrillera de la costa Ltda.” ubicada en la carretera de la cordialidad, ciudad Cartagena, país Colombia; como se trata de una optimización particular, su desarrollo depende del conocimiento detallado de los materiales, materia prima y de las necesidades a suplir, para lo cual se realiza una serie de ensayos para la arcilla, analizando la granulometría, su contenido de humedad, contenido de arcilla, la permeabilidad, la resistencia, posterior se continua con la descripción detallada de los distintos procesos de extrusión utilizados en la elaboración de ladrillos, escogiendo específicamente el que se relaciona con el estudio y bajo los parámetros de los procesos con que trabaja la empresa, con el objetivo de tener costos de construcción razonables, se continua con el diseño de cada uno de los elementos constituyentes de la máquina extrusora, teniendo en cuenta las características y el comportamiento del material empleado como materia prima para la elaboración de ladrillos.

De los resultados obtenidos en la investigación revelaron la permeabilidad y el contenido de humedad son dos factores que están directamente relacionados, dado que a mayor contenido de humedad (entre el 6% a 8% en este estudio), mayor permeabilidad se presenta en la arcilla. Esto conlleva que las arcillas sean menos compactas y presenten dilataciones y agrietamientos durante la cocción de los ladrillos. Los ensayos para determinar el número de finura de la materia prima presentaron un valor del 37.35, el cual no está establecido en el manual de normas AFS. Esto se debe en gran parte al uso de un tipo de arena de construcción inadecuada como material aglomerante, lo que resulta en una granulometría demasiado gruesa en comparación con la óptima para obtener el tipo de arcilla requerida para la elaboración de ladrillos.



Además, los estudios elaborados en el laboratorio de metalografía concluyeron que el acero de los componentes de la máquina, como la hélice de extrusión, es del tipo 1045, el cual es un material óptimo para el trabajo que realiza la máquina, sin embargo, se le aplicó un tratamiento térmico como es el temple para aumentar su dureza en la parte superficial y poseer un núcleo tenaz capaz de soportar cargas de impacto durante su funcionamiento. El temple superficial aplicado se realizó utilizando varios medios de enfriamientos, tales como aceite SAE W50 y el aceite Capella, observando que el uso de este último tipo de medio enfriador aumentó su dureza de la pieza en un 10% debido a su capacidad como aceite térmico para retener más calor.

Actualmente, el sistema de transmisión de potencia para la puesta en marcha del sistema de extrusión opera con un número insuficiente de correas para la transmisión neta de potencia. Donde los cálculos realizados indican que el número óptimo de correas para transmitir la potencia generada por el motor al eje extrusor es de ocho. También se concluye que es posible mejorar la extrusora con un sistema de cuchillas prefabricadas extraíbles, lo que permitirá a la empresa a reducir costos operativos y tiempo de mantenimiento.

## 4.2 Capítulo I Generalidades

### 4.2.1 Introducción

En este capítulo se conocerá el proceso técnico de obtención de ladrillos, así como las extrusoras diseñadas para el mismo propósito, que servirán de referencia para el desarrollo del proyecto con base a los equipos. La información recopilada en sitios web, tesis, bibliotecas, catálogos y publicaciones profesionales me permite documentar y justificar el tema realizando el siguiente análisis de fuentes.

### 4.2.2 El ladrillo

De acuerdo a la norma NTE INEN 293 y 297 se define al ladrillo “Pieza de arcilla moldeada y cocida en forma de paralelepípedo o prisma rectangular, que se emplea en la albañilería”(NTE INEN 293:1977 2014. p.2). La forma de prisma rectangular ayuda a soportar esfuerzos de compresión.

Al igual el ladrillo es un elemento conformado por una pasta cerámica, constituida por tres componentes principales: los elementos plásticos, los desgrasantes y los fundentes. Estos tres componentes tomando en cuenta la cantidad y calidad determinarán el producto cerámico.

**Elementos plásticos:** Son las arcillas y caolines que forman la base de las pastas cerámicas debido a su plasticidad.

**Elementos magros o desgrasantes:** Son la sílice, la arena, trozos molidos de terracota y las arcillas silíceas. Son para reducir su excesiva plasticidad, para aumentar la porosidad, así como facilitar el secado del objeto.

**Elementos fundentes:** son los feldespatos, las micas, la cal, los fosfatos, las fritas molidas, los vidrios pulverizados y las arcillas fundentes, ferrosas y calcáreas. (Herrera, 2010, p.20)

### 4.2.3 Tipos de ladrillos

De acuerdo a la norma NTE INEN 293:1977, (2014), clasifica los siguientes tipos de ladrillos:

**Ladrillo común** (mambrón). Es el ladrillo moldeado a mano.

**Ladrillo de máquina.** Es el ladrillo moldeado mecánicamente y en producción continua.

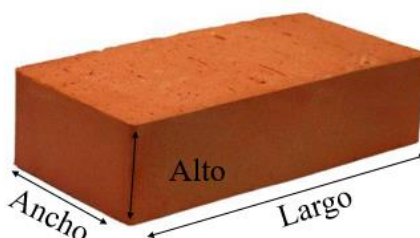
**Ladrillo reprensado.** Es el ladrillo que se prensa entre el moldeo y la cochura.

**Ladrillo macizo.** Es el ladrillo fabricado a mano o a máquina sin perforaciones en su interior, o con perforaciones celulares que pueden llegar hasta el 20% de su volumen.

**Ladrillo hueco.** Es el ladrillo fabricado a máquina con perforaciones en su interior, que pasan del 20% de su volumen. (p.2).

Por lo general como se observa en la Figura 1, su forma es la de un prisma rectangular, en el que sus diferentes dimensiones, según la norma (NTE INEN 293, 2014) reciben el nombre de largo, ancho y alto, siendo el largo su dimensión mayor.

#### 4.2.4 Geometría del ladrillo



**Figura 1.** Geometría del ladrillo

**Fuente:** Autor

#### 4.2.5 Dimensiones de los ladrillos según la norma ecuatoriana

Existen diferentes formatos de ladrillo, por lo usual estos varían de acuerdo a cada sitio, pero basándose en la norma NTE INEN 293, (2014) para construcciones se considera las dimensiones del ladrillo como se muestra en la Tabla 1 (p.3).

**Tabla 1.** Dimensiones de ladrillos cerámicos en cm

Tipo de ladrillo	Largo L	Ancho A	Alto h
<b>Común</b>	39	19	9
<b>De máquina</b>	39	19	9
	29	14	9
<b>Reprensado</b>	29	19	9
	29	14	9
<b>Hueco</b>	29	19	19
	29	19	14
	29	19	9

**Fuente:**(NTE INEN 293, 2014)

Cabe señalar que muchos de estos ladrillos anteriormente expuestos son destinados en la construcción de obra civil, especialmente edificios y viviendas, debido al bajo costo de materiales, propiedades de aislamiento térmico y disponibilidad geográfica. Durante su vida útil, tales estructuras están sujetas a cargas verticales y horizontales y pueden causar fracturas de los componentes y las paredes del edificio. Si su calidad no es la adecuada, será peligroso para los ocupantes y ese fracturamiento incrementa el nivel de inseguridad, especialmente a los efectos sísmicos.

En Amaluza su medida estándar es: (29x12x8) cm, este tipo de ladrillo es el más utilizado en la actualidad.

#### 4.2.6 Clasificación de los ladrillos cerámicos

Como se aprecia en la Tabla 2 la norma ecuatoriana NTE INEN 297, (1977) clasifica a los ladrillos cerámicos en macizos y huecos.(p.2)

**Tabla 2.** Clasificación, de los ladrillos cerámicos de acuerdo a su calidad

Macizos	Huecos	Requisitos del ladrillo
<b>Tipo A</b>		Será ladrillo reprensado, de color rojizo uniforme, con ángulos rectos y aristas rectas. No tendrá manchas, eflorescencias, quemados ni desconchados aparentes en caras y aristas.
<b>Tipo B</b>		Será ladrillo de máquina, de color rojizo, con ángulos rectos y aristas rectas, diferenciándose del tipo A en que puede tener pequeñas imperfecciones en sus caras exteriores, así como variaciones de rectitud en sus aristas hasta de 5 mm.
<b>Tipo C</b>		Será semejante al tipo B, diferenciándose de él en que puede, además, ser fabricado a mano y tener imperfecciones en sus caras exteriores, así como variaciones de rectitud en sus aristas hasta de 8 mm.
	<b>Tipo D</b>	Podrá emplearse en la construcción de muros soportantes, tabiques divisorios no soportantes y relleno de losas alivianadas de hormigón armado.
	<b>Tipo E</b>	Podrá emplearse únicamente en la construcción de tabiques divisorios no soportantes y rellenos de losas alivianadas de hormigón armado.
	<b>Tipo F</b>	Podrá emplearse únicamente en el relleno de losas alivianadas de hormigón armado.

**Fuente:**(NTE INEN 297, 1977)

#### 4.2.7 Propiedades del ladrillo

Como señala Brick Industry Association (2006), es importante tener en cuenta que la propiedad del ladrillo se refiere al producto terminado. En este sentido, las propiedades del ladrillo se basan de acuerdo a la constitución de la materia prima y el proceso de elaboración, siendo algunos de los aspectos importantes:

#### **4.2.7.1 Durabilidad**

Depende de lograr una fusión incipiente y una verificación parcial durante la cocción. Actualmente también se toma la resistencia a la compresión, valores de absorción, temperatura de cocción y coeficiente de saturación como predictores de durabilidad.

#### **4.2.7.2 Color**

Este se relaciona con su composición química, temperatura y método de control de cocción. El color rojo particular del ladrillo es debido a la cantidad de hierro que contienen las arcillas, esto hace que se aprecie este color luego que se exponga al fuego. Cuando toma colores más oscuros, es debido a temperaturas de cocción más altas, menores valores de absorción y mayores valores de resistencia a la compresión.

#### **4.2.7.3 Textura**

Esto se produce debido a la forma de producción por moldes utilizados en su fabricación, así como también la presión ejercida por la matriz de acero a medida que la arcilla pasa a través de ella en el proceso de extrusión. (p, 5)

#### **4.2.7.4 Variación de tamaño**

De acuerdo a Chapoñan & Carlos, (2019), la arcilla se reduce durante el secado y el fuego, por ello se toman requisitos en el proceso de formación para lograr el tamaño deseado del ladrillo. Tanto el encogimiento presente en el secado y en la cocción, varían según diferentes arcillas, que generalmente se encuentra dentro de los siguientes rangos:

- Contracción por secado: 2 a 4 por ciento.
- Disminución del fuego: 2.5 a 4 por ciento. (p,27)

Para lograr productos de tamaño uniforme, los fabricantes controlan los factores que contribuyen a la contracción, debido a la variabilidad natural de las materias primas y los cambios de temperatura en el horno, donde no puede haber una temperatura estable.

#### **4.2.7.5 Resistencia a la compresión y absorción**

Esta propiedad depende en gran medida de las propiedades de la arcilla, al igual del método de fabricación y el grado de incineración, es decir para lograr valores de resistencia altos y valores de absorción bajos se debe incrementar la temperatura de cocción (pp.5-7).

Según Herrera (2010), establece que “los ladrillos deben resistir a compresión de 200 a 70 kg/cm<sup>2</sup>, según la calidad” (p, 35).

Pero cabe mencionar que Norma Ecuatoriana NTE INEN 297, (1977), estandariza estos parámetros, la cual se la presenta a continuación en la Tabla 3.

**Tabla 3.** *Requisitos de resistencia mecánica y absorción de la humedad que deben cumplir los ladrillos cerámicos.*

Tipo de ladrillo	Resistencia mínima a la compresión MPa		Resistencia mínima a la flexión MPa	Absorción de humedad %
	Promedio de 5 unidades	Individual	Promedio de 5 unidades	Promedio de 5 unidades
<b>Macizo tipo A</b>	25	20	4	16
<b>Macizo tipo B</b>	16	14	3	18
<b>Macizo tipo C</b>	8	6	2	25
<b>Hueco tipo D</b>	6	5	4	16
<b>Hueco tipo E</b>	4	4	3	18
<b>Hueco tipo F</b>	3	3	2	25
<b>Método de ensayo</b>	INEN 294		INEN 295	INEN 296

**Fuente:** (NTE INEN 297, 1977)

#### 4.2.8 *Fabricación de los ladrillos manualmente*

La fabricación de ladrillos comienza, primero, con la selección de la materia prima (tierra de madera, arcilla, aserrín y agua), cada una de las cuales tiene su propio volumen, al mezclar todos estos materiales obtenemos una mezcla homogénea de la arcilla o también llamado lodos, este proceso. se hace con los pies.



**Figura 2.** *Moldeado de la mezcla de arcilla.*

Como podemos apreciar en la Figura 2, la masa es llevada a los moldes hechos de madera donde la mezcla es vertida y compactada con las manos, posteriormente extraído con mucha precaución para evitar una posible deformación del ladrillo todavía húmedo, después se le proporciona un tiempo de 24 horas para que seque al viento y sol, una vez

secos los ladrillos, se los ubica uno sobre otro en el interior del horno estilo colmena para su cocido y de esta manera producir ladrillo

#### **4.2.9 Patentes de máquinas para la fabricación de ladrillos**

A continuación, se muestran máquinas que fueron diseñadas con el mismo propósito de elaborar ladrillos, esto con el fin de tomar ideas para tener un panorama más claro y que sirvan para la generación para el tema particular que se desea solucionar.

##### ➤ **Máquina manual de prensado para fabricación de ladrillo de arcilla**

Como menciona Shiyue (2021), se trata de un novedoso dispositivo para la fabricación manual de ladrillos, como se aprecia en la Figura 3. Esta máquina es económica y resistente, fácil de manejar y no requiere energía. Además, es rápida en la formación del producto, presenta una alta densidad del producto y una fuerte capacidad de prensado; después de moldear, las personas pueden pararse en el ladrillo. Permite reducir el consumo de materiales, dado que utiliza una mezcla de suelo y cemento para hacer ladrillos estabilizados en una proporción que oscila entre el 5 y 10% de cemento con respecto al suelo. Los ladrillos se entrelazan, por lo que no se necesita mortero cuando se construye y su operación es sencilla. En la Tabla 4 se pueden apreciar las características de este tipo de máquina.



**Figura 3.** Máquina de prensado modelo PH-4803

**Fuente:**(Alibaba, 2021)

**Tabla 4.** Características de Máquina Manual de prensado para fabricación de ladrillo de arcilla

Número de Modelo	PH-4803
Lugar del origen	Henan, China
Materia prima del ladrillo	Arcilla
Automático	No
Voltaje	220V / 380V
Tamaño de ladrillo	400*100*200 mm, 200*100*60 mm, 300*150*100 mm, 400*150*
Los componentes principales.	Motor
Peso	240 kg
Moldeo por ciclo	15-20 s
Tipo	Máquina para fabricar bloques de bordillos
Procesamiento	Máquina de moldeo de ladrillos
Método	Hormigón aireado en autoclave
Capacidad	1000 piezas / día
Marca	PENGHUI
Dimensión (L*W*H)	1600*600*1500 mm
Clave de puntos de venta	Fácil de operar
Tipo de bloque	Hueco y macizo
Costo	\$650.00- \$1123.00

Fuente:(Alibaba, 2021)

➤ **Máquina de entrelazado Manual para hacer ladrillo.**

De acuerdo a Trading (2017), la máquina que se aprecia en la Figura 4 es un tipo de máquina formadora de bloques de tamaño pequeño, que se desarrolla combinando la ventaja de muchas otras máquinas formadoras de bloques en una; el dispositivo de prensado de buffer de resorte se adopta para reducir el desgaste a la máquina. Por lo tanto, es rápido en la formación del producto, alta densidad del producto y fuerte en la presión. Con esta máquina, se puede reducir el consumo de materiales. Es una elección ideal para el cliente, en la Tabla 5 se aprecia las características de la máquina.





**Figura 4.** Máquina de prensado hidráulico modelo PH2-45

**Fuente:**(Alibaba, 2021)

**Tabla 5.** Características del modelo de prensadora modelo PH2-45

Número de Modelo	PH2-45
Lugar del origen	Henan, China
Materia prima del ladrillo	Arcilla
Automático	No
Voltaje	220V / 380V
Los componentes principales.	Motor
Peso	160 kg
Moldeo por ciclo	45 s
Tipo	Máquina de fabricación de bloques de enclavamiento
Procesamiento	Máquina de moldeo de ladrillos
Método	Presión hidráulica
Capacidad	1440 piezas / 8 h
Marca	PENGHUI
Dimensión (L*W*H)	9200*750*1280 mm
Clave de puntos de venta	Fácil de operar
Tipo de bloque	Hueco y macizo
Costo	\$900.00- \$4000.00

**Fuente:**(Alibaba, 2021)

➤ **Máquina hidráulica de ladrillo, marca SHIYUE**

La siguiente es una máquina hidráulica automática de ladrillo, marca SHIYUE, de alta capacidad de moldeo de ladrillo, es una máquina en la que se pueden moldear diferentes cantidades de ladrillos, y eso depende de ladrillos La máquina ofrece la versatilidad de moldes intercambiables, por otra parte, en los ladrillos estándar se puede moldear 1400 ladrillos / h, el inconveniente que es una máquina muy robusta y pesa aproximadamente 1500 kg por lo que debe ser operada por 3 personas.



**Figura 5.** Máquina prensadora de ladrillo modelo LY4-10.

**Fuente:**(Alibaba, 2021)

**Tabla 6.** Características de máquina prensadora de ladrillo modelo LY4-10

Número de Modelo	LY4-10
Lugar del origen	Shandong, China
Materia prima del ladrillo	Arcilla
Automático	Si
Voltaje	220V / 380V
Los componentes principales.	PLC, Motor, De la bomba
Peso	1500 kg
Presión hidráulica	25-32 MPa
Moldeo por ciclo	7-10 s
Tipo	Máquina de fabricación de bloques de enclavamiento
Procesamiento	Máquina de moldeo de ladrillos
Método	Presión hidráulica
Capacidad	1440 piezas / 8 h
Marca	SHIYUE
Dimensión (L*W*H)	2260*1500*2380 mm
Clave de puntos de venta	Fácil de operar
Tipo de bloque	Hueco y macizo
Costo	\$8300.00

**Fuente:**(Alibaba, 2021)

➤ **Máquina extrusora de arcilla modelo NZ-250**

Según la compañía Pasen (2015) menciona que la máquina que se aprecia en la Figura 6 modelo 250 adopta el principio de extrusión simple, eje único, tanque de lodo simple, mecanismo de sellado coaxial de una sola espiral. El cuerpo es enteramente soldado por placas de acero. Es adecuado para arcillas y otras materias primas para producir diversas especificaciones de ladrillos huecos o macizos. Esta máquina tiene una gran practicidad, una pequeña inversión y resultados rápidos. Es un equipo ideal para transformación tecnológica de fábricas de ladrillos, en la Tabla 7 se aprecia algunas características de esta máquina.



**Figura 6.** *Máquina extrusora de arcilla modelo NZ-250*

**Fuente:**(Alibaba, 2021)

**Tabla 7.** *Características de máquina extrusora de arcilla modelo NZ-250*

<b>Número de Modelo</b>	<b>NZ-250</b>
Lugar del origen	Henan, China
Materia prima del ladrillo	Arcilla
Automático	Si
Voltaje	220V / 380V
Los componentes principales.	Motor, Automatic Interlocking Brick Making Machine
Peso	800 kg
Moldeo por ciclo	7-10 s
Tipo	Máquina de fabricación de bloques de enclavamiento, Hollow Block Making Machine Paving Block Making.
Procesamiento	Máquina de moldeo de ladrillos
Método	Extrusora al vacío
Capacidad	1200 piezas / h
Marca	Pasen
Dimensión (L*W*H)	3100*1000*1300 mm
Clave de puntos de venta	Fácil de operar
Tipo de bloque	Hueco y macizo
Costo	\$2500.00

**Fuente:**(Alibaba, 2021)

#### **4.2.10 Extrusión**

“Es el proceso de prensado, moldeado y conformado aplicado a una materia prima para obtener objetos con cortes transversales definidos y fijos, con la utilización de un flujo continuo de presión, tensión o fuerza” (Concepto Definición, 2021, p.1)

Es decir, extrusión significa expulsar una masa y mediante esta acción ir dando forma a esta masa haciendo salir por una salida preestablecida conocida como boca de extrusión.

#### **4.2.11 Extrusión de ladrillos**

Es un proceso de moldeo con el fin de fabricar cerámicas de sección transversal uniforme. Este es un proceso en el que una sustancia con una consistencia plástica (alta viscosidad) se fuerza a través de la matriz por presión para obtener una cierta calidad constante, y luego se corta en la longitud requerida del producto.(Arcillas de Colombia, 2020)

#### **4.2.12 Factores dependientes de la materia prima en el moldeo por extrusión**

La primera condición para obtener buenos resultados en el proceso de extrusión es que el material a extruir tenga la menor diferencia posible, tanto en su composición (plasticidad), grado en preparación, es decir, su granulometría debe ser más o menos fina como tener un cierto porcentaje de humedad.

Cuando se agrega agua a la arcilla, se logra un aumento significativo en la consistencia solo cuando se logra una humedad relativa alta: entre 18 y 20%. Durante el periodo inicial el agua es absorbida por la superficie de las partículas de arcilla formando una capa rígida que se comporta como si fuera una película sólida. Cuantas más capas de agua rodean el grano de arcilla, más pierde su rigidez, hasta que más del 18% de las moléculas de agua libre comienzan a aparecer entre partícula y partícula.

Si el componente arcilloso aumenta excesivamente, se aumenta paralelamente la cohesión de la masa es decir aumenta la resistencia interna que se opone al flujo o deslizamiento entre partícula y partícula; en cambio, deslizará mejor sobre las superficies metálicas (menor fricción). Esto hará que el molde quede desequilibrado, pues la arcilla fluirá con mayor velocidad por la periferia que al centro. Por otro lado, aumentar el porcentaje de desgrasante (granos de arena) reduce la adherencia interna de la masa y aumenta la resistencia externa por la fricción con la pared del molde. La arcilla fluirá con mayor velocidad por el centro, quedando igualmente desequilibrado.

Incluso manteniendo constante la proporción de arcilla y desgrasantes pueden ocurrir cambios en el porcentaje de humedad, la fuerza adhesiva disminuye rápidamente, facilitando el deslizamiento entre partícula y partícula, dado que la masa tiende a fluir por el centro del molde a mayor velocidad.

El grado de direccionalidad de las partículas aumenta con la velocidad de salida. Si la velocidad de salida a través de la sección de la pieza cambia debido a cambios en la plasticidad o el contenido de humedad de la masa de arcilla, diferentes grados de orientación estarán presentes en la pieza de cerámica recién extruida. En cuanto el contenido de humedad sea menor, mayor será el grado de orientación y más baja la contracción por secado.

A nivel local no existe un estudio que optimice los parámetros que afectan la calidad del producto final, sin embargo, se han desarrollado estudios de optimización de procesos de extrusión, pero teniendo en cuenta solamente los componentes o piezas que conforman el proceso.

#### ***4.2.13 Partes generales de la máquina extrusora de ladrillos***

Toda máquina de extrusión de ladrillos se compone principalmente de los siguientes elementos (Chapoñan & Carlos, 2019, p.32)(ver Figura 7 ):

**a. Tolva:** La tolva es el depósito que cumple la función de recepcionar el material, tomando un suministro constante para que el sistema trabaje de manera continua.

Debe ser del tamaño adecuado para que sea completamente funcional; los diseños mal planificados, principalmente en los ángulos de bajada de material, pueden provocar un estancamiento del material y una parada de la producción.

**b. Polea conducida:** Es la polea ajustada al eje extrusor para el proceso de extrusión.

**c. Cilindro o cuerpo de la máquina:** Es un cilindro metálico que aloja al tornillo, el cual debe tener una compatibilidad y resistencia al material que esté procesando en su interior, es decir, estar construido por un metal con la suficiente dureza con el fin de resistir cualquier desgaste, debido a que está expuesto a efectos de la abrasión y la corrosión durante la operación del equipo dependiendo el caso se aplican métodos de endurecimiento superficial de las paredes internas del cilindro.

**d. Base:** Es parte donde está fijada las principales componentes del sistema de extrusión para la fabricación del ladrillo.

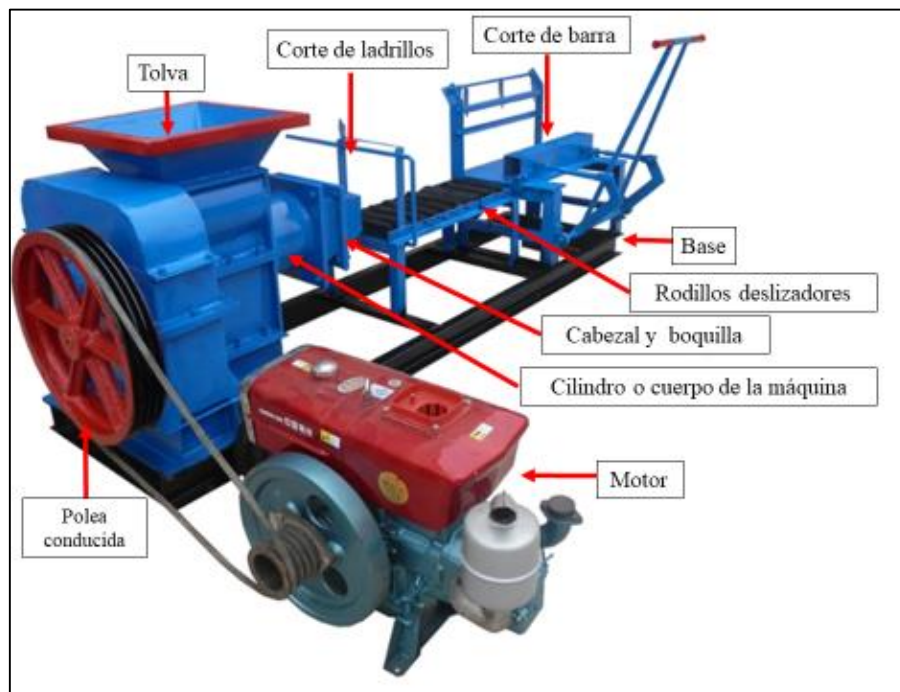
**e. Rodillos deslizadores:** Es un sistema de transmisión que sirve para desplazar cargas de un punto a otro mediante un proceso continuo.

**f. Corte de barra:** El dispositivo de corte recibe el material conformado y lo ajusta a las dimensiones del ladrillo mediante cortes transversales o longitudinales. En general, se emplea un cortador multialambre con un movimiento vertical para la columna de barro.

**g. Corte de ladrillos:** Es un sistema que es utilizado para dividir en secciones iguales a través de un sistema de empuje, con la utilización de una sierra.

**h. Cabezal y boquilla:** El cabezal se encuentra ubicado al final del cilindro, sujetando la boquilla. “Generalmente, va atornillado al cilindro. El perfil interno del cabezal debe facilitar lo más posible el flujo del material hacia la boquilla”(Acuña & Salamanca, 2016, p.9).

**i. Motor:** Normalmente, se utilizan dos tipos de motores; el motor de corriente alterna, que suele utilizarse para instalaciones estáticas, y los motores de combustión para instalaciones móviles o que se pueden ser desplazadas, la elección está en función de las necesidades de producción.



**Figura 7.** Partes generales de una máquina extrusora

**Fuente:**(Alibaba, 2021)

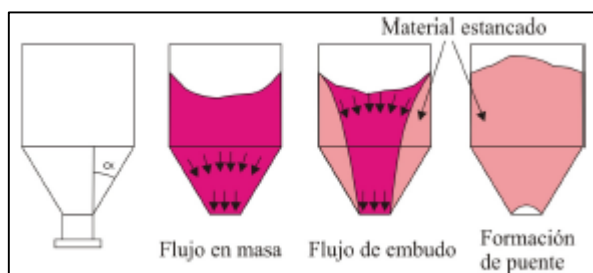
#### 4.2.14 Transporte de material en las tolvas

De acuerdo con Marcilla & Beltrán, (2012) el transporte de sólidos en la tolva se debe al movimiento de las partículas hacia el fondo de la tolva, generalmente por gravedad.

Como se aprecia en la Figura 8 y del análisis comparativo de la Tabla 8 se puede presentar dos tipos de flujos, el flujo másico, el cual se caracteriza por no tener zonas de estancamientos, es decir, todo el material se desplaza hacia el fondo.

Así mismo indica Choque, (2016) “El flujo másico requiere que las paredes de la tolva sean lisas y su ángulo respecto de la horizontal sea empinado (mayor a 70°)”(p.15).

El otro tipo de flujo, es el flujo embudo, el cual se caracteriza porque el material cerca de las paredes está estancado. Teniendo en mente esto, el flujo de masa es el mejor que el flujo tipo embudo, también se puede presentar un estancamiento, en la garganta de entrada a la extrusora conocido como “puente” o “arco” el cual se produce por algunos materiales con un flujo de estado sólido muy bajo.



**Figura 8.** Tipos de flujos en tolva

**Fuente:**(Marcilla & Beltrán, 2012)

En la Tabla 8, se presenta una comparación entre estos dos tipos de flujos:

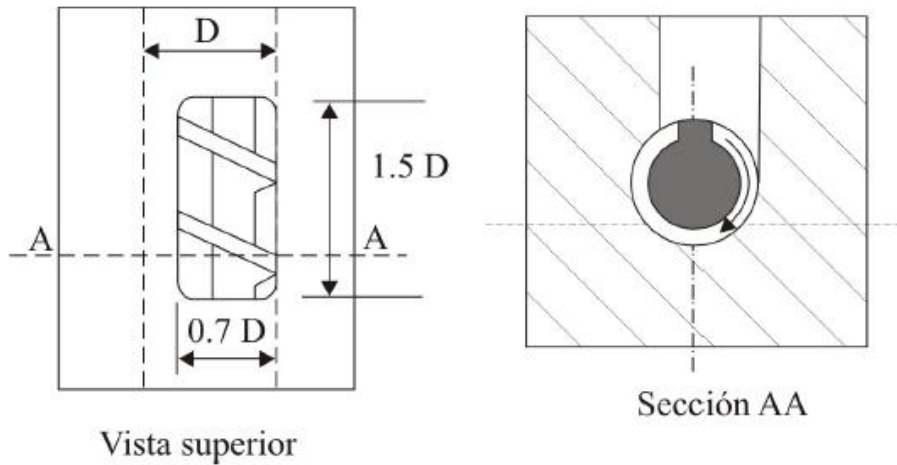
**Tabla 8.** Comparación entre los tipos de flujos

Flujo en masa	Flujo en embudo
Elimina la posibilidad de obstrucciones del flujo.	La altura necesaria para la misma capacidad es menor.
Minimiza los efectos asociados a la segregación por tamaños. (desmezcle del material)	Las paredes soportan presiones bajas.
No existen zonas muertas.	Abrasión de paredes menor.
El flujo es uniforme.	
Fácil de controlar.	
Se aprovecha toda la capacidad de almacenamiento.	

**Fuente:** Autor

#### 4.2.14.1 Garganta de alimentación

Conforme a Marcilla & Beltrán, (2012), la garganta de alimentación está conectada con la tolva a través de la boquilla de alimentación. Esta boquilla suele tener una longitud de 1.5 veces el diámetro del cilindro y una anchura de 0.7 veces el mismo (Figura 9), y generalmente se desplaza del eje del tornillo para facilitar la caída del material a en la máquina.



**Figura 9.** Garganta de alimentación.

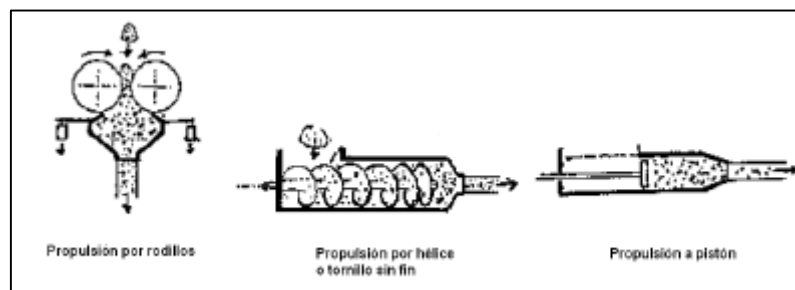
**Fuente:**(Marcilla & Beltrán, 2012)

#### 4.2.15 Versiones de prensas de extrusión

En este proceso de extrusión el equipo contará de 3 partes más importantes que son: Propulsor, la matriz y la cortadora.

Como se observa en la Figura 10, existen 3 formas de propulsores:

- Propulsor por rodillos.
- Propulsor por hélice o tornillo.
- Propulsor por pistón.

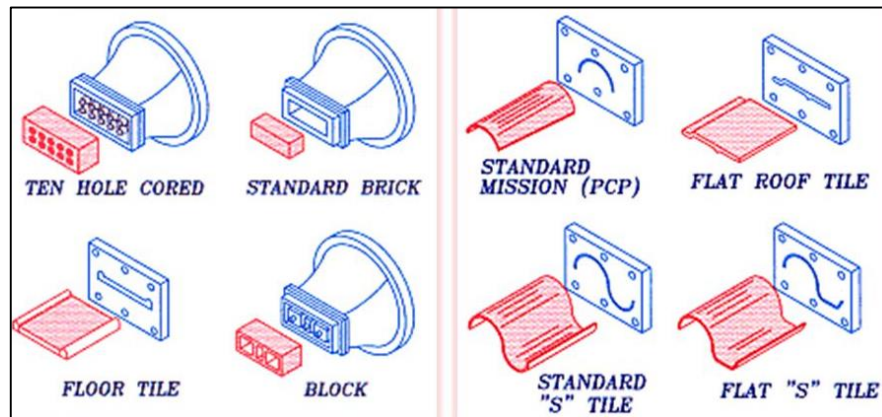


**Figura 10.** Tipos de propulsores

**Fuente:**(Sánchez Cún, 2010)



Como se observa en la Figura 11 respecto a la matriz, existen diversas formas dependiendo de la forma que se necesite:



**Figura 11.** Tipos de matrices(Moldes)

**Fuente:**(Pereyra, 2016)

#### 4.2.16 Modelos de máquinas extrusoras con tornillo Sin fin.

##### 4.2.16.1 Máquina extrusora de Ladrillos con Sistema de Corte Externo

Este tipo de máquina, como se aprecia en la Figura 12, se basó en el modelo desarrollado por la empresa WANQUI MECHANICAL EQUIPAMENT CO., LTD. (WANQUI, 2018), de procedencia japonesa, este tipo de extrusora es adecuada para elaborar ladrillos de arcilla sólida, ladrillos de tierra roja. Con una potencia de 11 kW. Dimensiones 2.5 x 1.0 x 1.0 m y de material de hierro fundido. Tiene una capacidad de 10000 ladrillos al día.

Esta máquina incluye una caja de extrusión para verter el material preparado, un cabezal formador de bloques de arcilla y una mesa que incluye una cinta transportadora que transporta continuamente el molde a su corte. Este modelo también es adecuado para trabajar con motores eléctricos y diésel, cuya transmisión se realiza mediante una faja conectada a una caja de cambios. El costo de todo esto más la importación de Japon está en 15800\$.

##### **Ventajas:**

- Alta eficiencia productiva.
- Estructura compacta.
- Rendimiento creíble y razonable.

##### **Desventajas:**

- Ruido severo durante el funcionamiento.
- Altos costos de operación y mantenimiento.

- No tiene sistema de mezclado.



**Figura 12.** Máquina extrusora de ladrillos con sistema de corte externo

**Fuente:** (Wanqi Machine, 2019)

#### 4.2.16.2 Extrusora al Vacío con Sistema de Mezclado Independiente

Como se aprecia en la Figura 13, esta máquina es de procedencia japonesa, tiene su origen en el modelo desarrollado por la empresa JINGENG S.A.S. (Jingeng, 2015), la cual está construida en lámina de acero de alta resistencia con paredes de espesores 2 ½”, 2” y 1 ½”, carcasa interna en 1045, lo que le confiere una gran fuerza, resistencia y es capaz de soportar cargas muy elevadas.

La transmisión es por correas tipo 5 V con una velocidad de rotación es de 15 – 25 rpm del eje inferior dependiendo del producto y la demanda Su producción es de 7 800 por hora. Accionada por un robusto reductor de ejes paralelos. Factor de servicio con la potencia instalada es 3 hasta 4.5. Su costo bordea los 26800 \$ lo que incluye 4 moldes, empacadora de ladrillos, repuestos sensibles varios, cajas de herramientas, flete y seguro marítimo a puertos del mundo, garantía de dos años, postventa permanente.

#### **Ventajas:**

- Tiene dos ejes, un eje superior para el mezclador y un eje inferior para la extrusora.
- También contiene un mezclador superior de un solo eje con un tornillo de precompresión y vacío.
- Puede extruir con poca humedad.

**Desventajas:**

- Sin embrague neumático (se puede maniobrar con un variador electrónico de velocidad).
- Gran dificultad de mantenimiento debido a componentes importados



**Figura 13.** *Extrusora de ladrillos con sistema de mezclado independiente*

**Fuente:** (YINGENG, 2019)

**4.2.16.3 Máquina extrusora de ladrillos sin pernos de base.**

Como se aprecia en la Figura 14, este concepto se basó en el modelo desarrollado por Zhengzhou city wanqui mechanical equipment (wanqui, 2018), utilizada para producción de ladrillos de escala media. Esta extrusora este hecho de hierro fundido, eje principal y rodamientos en un solo procesamiento. El material de los ejes y engranajes están fabricados de acero al carbono de alta calidad y acero aleado. Esta máquina tiene la capacidad de 30000 ladrillos al día, diseñada para fabricar ladrillo sólido estándar de 240x115x53mm donde el contenido de humedad de moldeo debe estar entre 12-15%, posee un tornillo rimer de diámetro 300mm trabaja a una velocidad de 60 rpm con un motor de 22 kW, el cual gira a una velocidad: 1700 rpm, tiene un peso aproximadamente de 1700 kg y su costo bordea los \$ 11300. (Ultimation, 2018)

**Ventajas:**

- Buena estabilidad, dado que no se requieren tornillos de base.
- La arcilla se puede verter arcilla sin ser triturada.
- Tiene sistema de mezclado independiente.
- Bajo consumo de energía.

**Desventajas:**

- Altos costos de operación y mantenimiento.

- Tiene una presión de vacío baja.



**Figura 14.** Máquina de ladrillos de arcilla sin perno de base

**Fuente:** (wanqi-machinery, 2019)

#### **4.2.16.4 Extrusora de ladrillos con sistema de mezclado y extrusión de vacío**

Este modelo de extrusora que se observa en la Figura 15, desarrollado por la empresa Foshan Tech-Leader Machinery Equipment. Esta extrusora consta de motores independientes para cada una de sus operaciones. Las características técnicas de esta máquina son: Dimensiones (3870x1820x1850) m; capacidad de producción: 12 000 ladrillos por hora; diámetro de eje: 162 mm; diámetro nominal (mm): 400/350 mm; presión de extrusión: 3.5 MPa; peso neto (kg): 10000 kg. El costo del equipo completo bordea los 30000 \$ y cuenta con 1 año de garantía.

##### **Ventajas:**

- Tiene dos sistemas, uno para mezcla de material y otro para extrusión al vacío.
- Bajo nivel de ruido y vibraciones.
- Gran cantidad de producción.
- Dado que es una unidad modular, es fácil de usar y mantener.

##### **Desventajas:**

- Altos costos de operación y mantenimiento.
- Alto consumo energético gracias a un motor por operación.



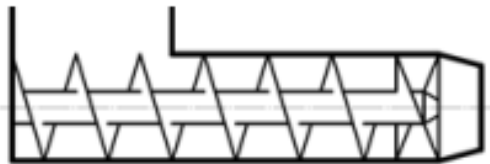
**Figura 15.** *Extrusora de ladrillos con sistema de mezclado y extrusión de vacío*

**Fuente:** *(Foshan Tech-Leader Machinery Equipment Co., Ltd., 2019)*

#### **4.2.17 Clasificación según la camisa del tornillo extrusor**

Como menciona Handle, (2007) existen seis tipos diferentes de camisas:

**Sistema de camisa cilíndrica:** Normalmente, este tipo son utilizadas actualmente, donde es utilizado un tornillo extrusor, el aumento de presión en este tipo de camisa se logra por el diseño del tornillo con un paso decreciente en sentido de la dirección de alimentación del material. (Ver Figura 16).



**Figura 16.** *Esquema de camisa cilíndrica*

**Fuente:** *(Handle, 2007)*

**Sistema de camisa cónica:** Para la implementación de este sistema el tornillo extrusor es reducido tomando en cuenta la dirección de alimentación del material. La forma cónica de esta camisa es la que genera el aumento de presión. Este sistema es poco utilizado (Ver Figura 17).

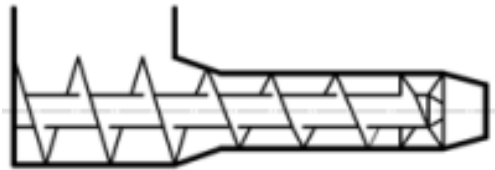


**Figura 17.** *Esquema de camisa cónica*

**Fuente:** *(Handle, 2007)*

**Camisa combinada:** Es usado como cilíndrica o cónica por su geometría, por lo que tiene una desventaja que es generada al incremento de presión cuando se presenta la

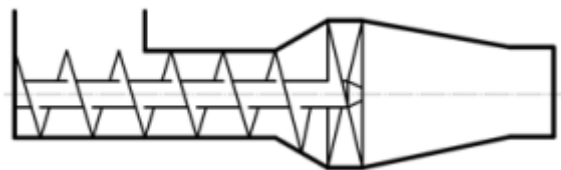
transición del diámetro de la hélice y del paso de esta, aumenta la temperatura consumiendo una potencia mayor. (Ver Figura 18)



**Figura 18.** *Esquema de camisa combinada*

**Fuente:** (Handle, 2007)

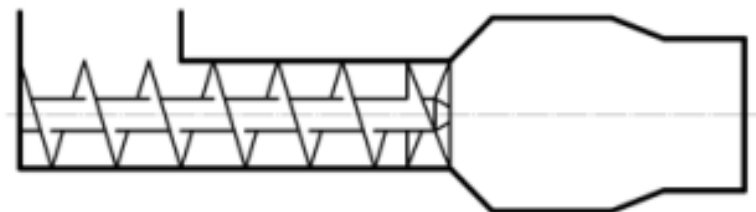
**Camisa alargada:** En este sistema se incrementa en la parte delantera, es preeminente en la extrusión de lingotes de arcilla. (Ver Figura 19)



**Figura 19.** *Esquema de camisa alargada*

**Fuente:** (Handle, 2007)

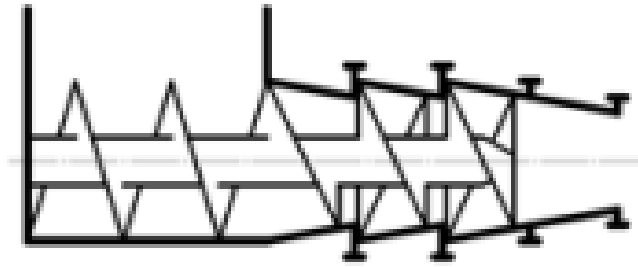
**Camisa expandida:** Es utilizada para la obtención de una columna perfecta uniformemente condensada, dado por el sistema alargado, donde se conecta una hélice con diámetro constante. (Ver Figura 20)



**Figura 20.** *Esquema de camisa expandida*

**Fuente:** (Handle, 2007)

**Camisa de pasos:** Es un sistema que reduce la capacidad teórica de procesamiento del material, el cual se aloja entre el diámetro interno de la camisa del tornillo extrusor y el diámetro externo de la hélice; obteniendo así un retorno de flujo. (Ver Figura 21) (p.73)



**Figura 21.** *Camisa de pasos*

**Fuente:** (Handle, 2007).

#### **4.2.18 Principio de funcionamiento de las máquinas extrusoras de ladrillos**

De acuerdo a LLONTO CALLE & LLAUCE SANTOS, (2019) el principio de funcionamiento se explicará para una extrusora de tornillo simple (ver Figura 10) que es usada habitualmente en la industria ladrillera, en el que consiste varias secciones y su trabajo es continuo, que se detalla a continuación:

Primeramente, la arcilla pasa por un molino mezclador, el cual está formado por dos ejes compuestos por palas que giran en sentidos opuestos, cumple la función de amasador, brindando una homogeneización, plasticidad y elimina el aire por el efecto de apriete de la arcilla. Seguidamente, la arcilla pasa a un tornillo sin fin, el cual transporta y fuerza el material a través de una placa perforada con una sección transversal, obteniendo material en forma de tiras, donde mediante una bomba de vacío se elimina el aire como sea posible.

Finalmente, la mezcla ingresa a una cámara de solidificación, donde otro tornillo sin fin transporta el material y lo compacta pasándolo por una matriz con las dimensiones del ladrillo deseado con el fin de eliminar la porosidad que genera la alta presión. El producto obtenido de sección transversal constante, son soportados por bandejas para pasarla a la sección de corte.

Es decir, se hace pasar el material, en este caso la arcilla por la extrusora y mediante la propulsión por hélice se presiona contra un molde, obteniendo un ladrillo con la forma característica.

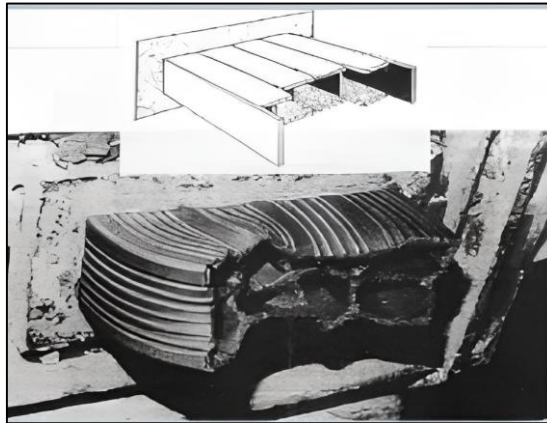
Con relación a la presión extrusión debe ser lo más alta posible para mezclar la arcilla con la menor cantidad de agua posible, teniendo en cuenta las restricciones mecánicas de la extrusora y del molde. Una presión muy elevada puede deformar el molde o dañar los componentes de transmisión de potencia de la extrusora.

#### 4.2.19 Defectos en la extrusión

Citando a Handle, (2007) menciona que existen 5 principales defectos que se indican a continuación:

➤ **Alabeo o distorsión**

El alabeo o distorsión puede ocurrir durante el secado o la cocción debido a la existencia de variaciones de densidad en la pieza o durante la extrusión a causa de que el alineamiento o el diseño de la boquilla no son los adecuados. Si el alineamiento o balance de la boquilla no son correctos, aparecerá una presión mayor en uno de los lados de la boquilla, lo que causará que se realice una extrucción con más material por ese lado dando como resultado que la columna extruida se flexionará a la salida de la boquilla.



**Figura 22.** Alabeo de la arcilla al salir de la matriz

**Fuente:**(Pereyra, 2016)

➤ **Grietas y laminaciones**

Las laminaciones son grietas que, generalmente, forman un modelo o una orientación. Una causa común es la reunión incompleta de la mezcla plástica cuando ella es cortada durante su flujo por el tornillo. El material a extruir debe pasar alrededor de las púas y volver a reunirse a continuación para formar el cilindro hueco antes de salir de la boquilla. Las laminaciones aparecen si el material no se reúne completamente.



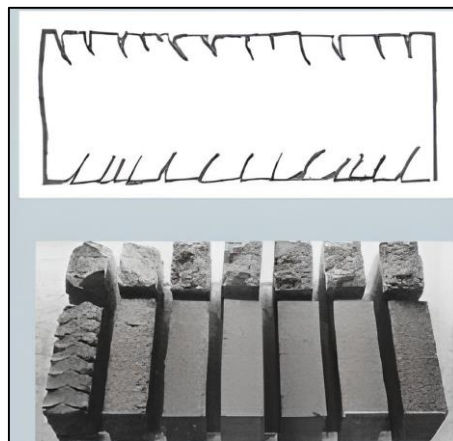


**Figura 23.** Grietas y laminaciones al salir de la matriz

**Fuente:**(Pereyra, 2016)

➤ **Desgarramiento**

Consiste en la aparición de grietas superficiales que se forman cuando el material sale de la máquina de extrusión. Estas grietas que se extienden desde la superficie hacia el interior resultan de las tensiones de contacto y fricción entre el material y la superficie de la boquilla. Mezclas demasiado secas con una cohesividad inadecuada sufrirán desgarramiento. Por su parte, una mezcla con un rebote elevado tiene tendencia a desgarrar. Un diseño de la boquilla con una ligera convergencia hacia la salida del dado puede ayudar a prevenir el desgarramiento.



**Figura 24.** Desgarramiento del ladrillo al salir de la matriz

**Fuente:**(Pereyra, 2016)

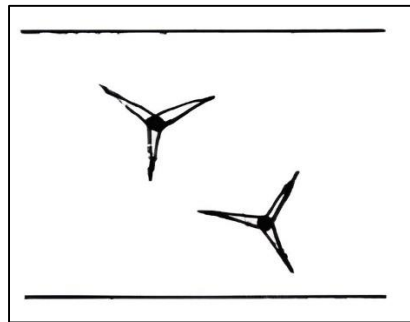
➤ **Inclusiones**

Las inclusiones de elevada dureza pueden ser aglomerados del material de partida que no fueron mojados adecuadamente durante el mezclado o partículas extrañas de

mayor tamaño o agregados presentes en el material de entrada o procedentes del desgaste de los equipos de procesado.

➤ **Grietas de “pie de pájaro”**

Es una pequeña inclusión de dureza elevada y baja contracción durante el secado. La mayor contracción del material que la rodea crea una zona circunferencial de tensiones de tracción alrededor de la inclusión, que da lugar a la aparición de grietas de fractura radiales. (p,3)



**Figura 25.** Inclusión en forma de pie de pájaro al salir de la matriz

**Fuente:**(Pereyra, 2016)

## **4.3 Capítulo II Fundamentación teórica diseño mecánico**

### **4.3.1 El diseño**

De acuerdo con Shigley - R. Budynas,( 2008) “diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema particular. Si el plan resulta en la creación de algo físicamente real, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que pueda fabricarse y comercializarse” (p,4).

Los diseñadores utilizan un amplio rango de técnicas y conocimientos en su trabajo diario, incluidas las siguientes:

- Dibujo.
- Procesos de fabricación.
- Resistencia de materiales.
- Cinemática.
- Diseño de elementos de máquinas.
- Estática.
- Dinámica.
- Conocimiento de materiales.
- Mecanismos.

Determinados diseños requieren además de conocimientos de mecánica de fluidos, termodinámica, transferencia de calor, controles eléctricos y procesos químicos.

Naturalmente, todos estos son campos específicos que precisan de técnicos calificados en cada área de conocimiento. (González Sandoval, 2015,p.31)

#### **4.3.2 Criterios para el diseño de máquinas.**

Citando a González Sandoval, (2015) menciona que la búsqueda del diseño adecuado debe ser modificado para que sea compatible con procesos de fabricación particulares o de acuerdo al mercado al que se dirige, para lo cual el diseñador debe establecer estándares que guíen el proceso de toma de decisiones, esto se incluye en cualquier proyecto, dado que cada problema de diseño tiene varias alternativas de solución, cada una de las cuales será evaluada según los criterios de diseño establecidos. Este puede no ser el diseño más simple, pero los diseñadores deben ser perfectos.

Es decir, el diseño debe incluir todas las ventajas posibles y minimizar las desventajas. A continuación, se enumera los parámetros generales de diseño:

- Seguridad.
- Adecuación a especificación (grado en que el diseño alcanza o excede los objetivos planteados).
- Facilidad de fabricación.
- Mantenimiento y reparación sencilla.
- Facilidad de operación.
- Bajo costo inicial.
- Bajo costo de operación y mantenimiento.
- Pequeño tamaño y bajo peso.
- Niveles de ruido y vibración mínimos, funcionamiento suave.
- Empleo de materiales y elementos comerciales de fácil adquisición.
- Juicioso empleo de diseños de piezas especiales frente al empleo de componentes disponibles comercialmente.
- Apariencia atractiva y apropiada para la aplicación. (p,32)

Otro criterio importante, según expresa Benítez Hernández, (1991) son las especificaciones del producto “estas especificaciones consultan las necesidades, gustos, deseos y posibilidades del consumidor. Definen las condiciones bajo las cuales los componentes del diseño son comprados o construidos” (p.4).

La necesidad de un producto juega un papel importante en el diseño de un producto requerido por el cliente, posterior se debe analizar o identificar cuáles son deseos y necesidades y a esto cuantificar las respuestas.

Se pueden aportar criterios adicionales y determinar la importancia relativa de los criterios aplicar en cada diseño. Por supuesto la seguridad es un parámetro primordial y el diseñador puede ser demandado legalmente si alguien resulta dañado como consecuencia de un error de diseño.

### **4.3.3 Metodología de diseño**

Como afirma Pahl & Beitz (2007, como se citó en Blanco Romero, 2018) las metodologías de diseño en ingeniería son una serie de procedimientos específicos para diseñar futuros sistemas de ingeniería, que derivan su conocimiento de la ciencia del diseño, de la psicología cognitiva y de la experiencia práctica en diferentes campos.(p.29)

Por consiguiente, la razón principal para usar un método de diseño es organizar y seguir un enfoque lógico que ayude a encontrar soluciones a los problemas que surgen durante el proceso de diseño. La metodología que se usará para el desarrollo de la máquina extrusora es la propuesta por Ribas (2002) la cual está compuesta por 4 etapas:

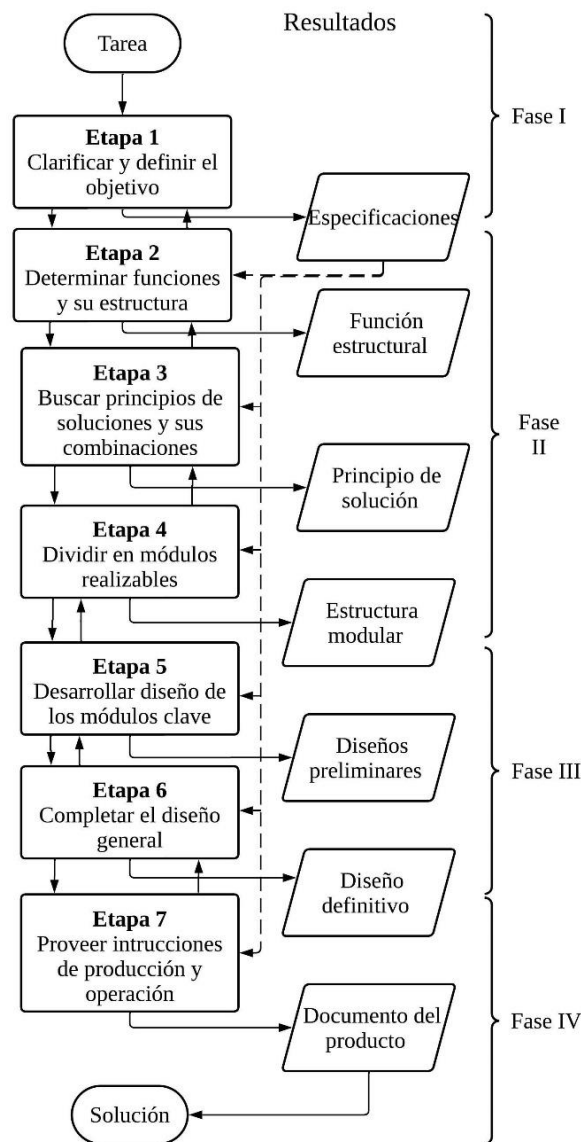
#### **Etapa 1: Definición**

La etapa de definición está dividida en dos sub-etapas: planificación y clarificación. Donde planificación tiene por objetivo detectar una necesidad, y crear la idea para desarrollar un determinado diseño, mientras que la clarificación en esta etapa se toman decisiones sobre el objetivo y las funciones de la máquina a diseñar basadas en criterios y pautas que establece el impulsor (o promotor) del producto(Blanco Romero, 2018). El resultado de esta etapa se concreta, además de la descripción de esta definición, en un documento de especificaciones de diseño que, según Riba Romeva, (2002), se definen como: “conjunto de determinaciones, características o prestaciones, completo y suficiente, que ha de fundamentar y guiar el diseño del producto en todas las etapas posteriores.”

Riba Romeva, (2002) también apunta que la especificación ha de ser lo más general posible y evitar la descripción de formas constructivas que constituyan tan solo una de las posibles soluciones. Distingue entre dos tipos de especificaciones: - Requisito (R): especificación necesaria, sin la cual la máquina pierde su objetivo. - Deseo (D): especificación conveniente que, sin ser estrictamente necesaria para el objetivo de la máquina, mejoraría determinados aspectos. (p, 39)

## Etapa 2: Diseño conceptual

Es la etapa de creación del proceso de diseño y la más innovadora. Se establece aquí la estructura funcional del producto (los principios de funcionamiento), se determinan las estructuras físicas adecuadas y se combinan para obtener la estructura final que definirá el concepto (Pahl et al., 2007). Se proponen diferentes alternativas y se escoge la más adecuada. La metodología propuesta por la norma VDI 2221 considera en esta etapa una subetapa explícita de división del producto en módulos (Figura 26) que facilita en gran manera el proceso de diseño y etapas posteriores de desarrollo del producto (mantenimiento, adaptabilidad, gamma de producto, futuras modificaciones, etc.).

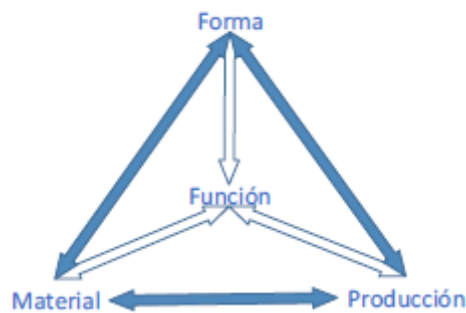


**Figura 26.** Estructura de diseño según la norma alemana VDI 2221.

**Fuente:**(Riba Romeva, 2002)

### Etapa 3: Diseño de materialización

Partiendo del principio de solución de la etapa anterior, se determina la configuración global de diseño del producto que permite obtener una visión general de los materiales, las formas, dimensiones y del proceso de fabricación (Figura 27). Estos tres elementos condicionan las decisiones de diseño de esta etapa y están estrechamente relacionadas entre ellas: un diseño concreto puede requerir formas complejas para ser funcional o para reducir el número de piezas, pero su fabricación puede ser más costosa y compleja, así como los materiales necesarios para llevarlo a cabo.



**Figura 27.** Elementos básicos del diseño de materialización, según Ullman (2010)

**Fuente:**(Riba Romeva, 2002)

### Etapa 4: Diseño de detalle

En esta etapa se definen la configuración final, así como las formas, dimensiones y propiedades de acabado de todas las piezas y componentes del diseño, la selección definitiva de materiales, los procedimientos de fabricación y la estimación de costes (Pahl et al., 2007). Como resultado de esta etapa se obtienen los documentos para la producción: planos de pieza y de conjunto, todos con su correspondiente denominación, codificación y especificaciones técnicas necesarias, planos de soldadura, de montaje, lista de componentes y piezas.

#### 4.3.4 Cálculos en el diseño.

A lo largo de los estudios realizados, se llevaron a cabo numerosos cálculos. Es fundamental documentar exhaustivamente todos estos cálculos y mantener un orden preciso en su ejecución. Es probable que sea necesario explicar a terceros el proceso seguido para llegar a la solución propuesta, incluyendo los datos iniciales utilizados, los criterios adoptados, las suposiciones y juicios realizados. Esta documentación será de gran utilidad si se requiere revisar el trabajo en ausencia del responsable, dado que permitirá explicar el razonamiento detrás de las decisiones tomadas. Asimismo, una relación detallada de los cálculos realizados será beneficiosa para futuras revisiones del

diseño. Por tanto, parece justificada la necesidad de comunicar por escrito y de manera gráfica a otros involucrados el proceso seguido para llegar a un diseño específico.

Para preparar una documentación precisa de los diseños, se deberá tener en cuenta los siguientes pasos:

1. Identificar el elemento que va a ser diseñado y la naturaleza del cálculo a realizar.
2. Realizar un croquis del elemento, mostrando todas las características que afectan a la forma o análisis de tensiones.
3. Especificar el tipo de análisis que se va a realizar, como análisis de tensiones debido a flexión, deformación de una viga, pandeo de una columna, etc.
4. Realizar una lista de todos los datos e hipótesis asumidas en el cálculo.
5. Escribir las fórmulas utilizadas con sus símbolos, e indicando de forma clara los valores y unidades de las variables a que afecten.
6. Resolver cada ecuación para la variable deseada.
7. Introducir los datos, revisar las unidades y realizar las operaciones necesarias.
8. Evaluar la idoneidad o no de los resultados obtenidos.
9. Si el resultado obtenido no parece adecuado, modificar las condiciones de diseño y recalcular, quizás un cambio de forma u otro tipo de material sean más adecuados.
10. Una vez obtenido un resultado razonable y satisfactorio, especificar los valores finales para todos los parámetros de diseño importantes, utilizando dimensiones normalizadas, y empleando en lo posible componentes intercambiables comerciales, materiales fácilmente localizables, etc.

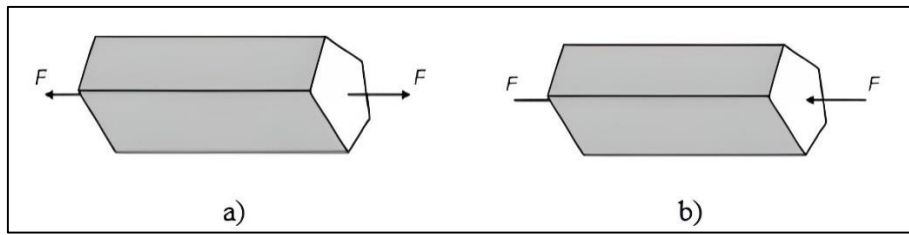
#### **4.3.5 Resistencia de materiales**

Según sea la disposición de las fuerzas superficiales que actúan sobre un sólido, este puede estar sometido a esfuerzos normales (tracción y compresión), cortante, flexión y torsión.

##### **4.3.5.1 Esfuerzos normales o axiales (tracción y compresión)**

Un sólido de sección A está sometido a tracción o compresión si se encuentra sujeto a la acción de fuerzas que halan o empujan sobre la sección. Halar representa una fuerza de tracción que tiende a alargar el sólido (Figura 28.a), mientras que empujar representa fuerzas de compresión que tiende a acortarlo (Figura 28.b), ambos de valor:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1)$$



**Figura 28.** Elemento sometido a tracción (a) y sometido a compresión (b)

**Fuente:** (Silva Cueva, 2015)

Donde:

$\sigma$ : Esfuerzo normal (MPa)

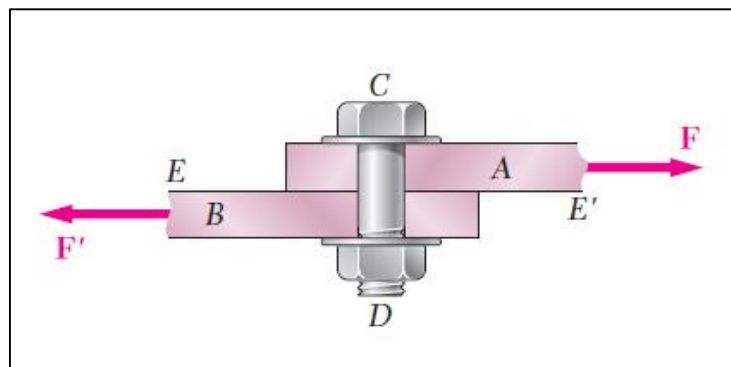
$F$ : Fuerza que actúa sobre el sólido (N)

$A$ : Sección transversal ( $m^2$ )

#### 4.3.5.2 Cortante

Un sólido de sección  $B$  está sometido a cortante cuando existen fuerzas que actúan paralelamente al plano que las resiste y que tienden a separar las dos porciones que hay de cada lado del plano de cortadura (Figura 29); su valor viene dado por:

$$\tau = \frac{F}{B} \quad (2)$$



**Figura 29.** Elemento sometido a cortante

**Fuente:** (Beer & Johnston, 2020)

Donde:

$\tau$ : Esfuerzo cortante (MPa)

$F$ : Fuerza que actúa sobre el sólido (N.)

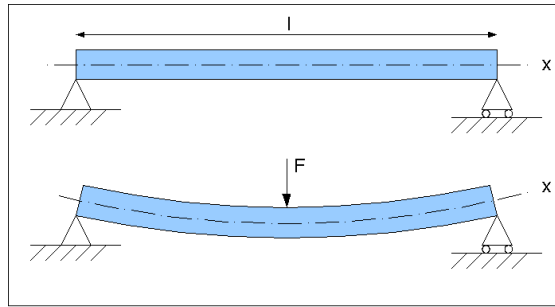
$B$ : Sección paralela a la fuerza ( $m^2$ )



### 4.3.5.3 Flexión

Un sólido está sujeto a flexión cuando sobre este actúan fuerzas perpendiculares a su eje que tienen a doblarlo (Figura 30), en este caso, una parte del cuerpo se comprime y la otra se traiciona. Su valor máximo viene dado por:

$$\theta_{m\acute{a}x} = \frac{M * c}{I} \quad (3)$$



**Figura 30.** Elemento sometido a flexión

En donde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$ : Esfuerzo flexionante (MPa)

$M$ : Momento flector (Nm)

$c$ : Distancia desde el eje neutro hasta el punto en donde actúa la fuerza (m)

$I$ : Momento rectangular de inercia ( $m^4$ ).

Para los casos en lo que se necesita hallar las dimensiones mínimas con las que no falle el material ante la fluencia, se reemplaza  $\sigma_{m\acute{a}x}$  con  $\sigma_y$ .

Donde  $\sigma_y$ : Resistencia a la fluencia del material en MPa.

### 4.3.5.4 Torsión

Un sólido está sometido a torsión cuando se le aplica fuerzas perpendiculares al eje de igual magnitud, pero de sentido contrario, tendiéndolo a retorcer (Figura 31).

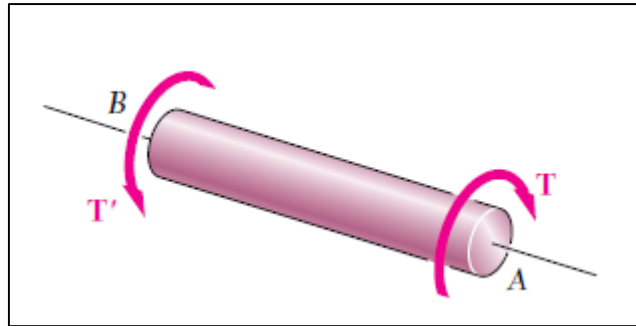
$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} \quad (4)$$

Donde:

$T$ : Momento de torsión (Nm)

$r$ : Radio de giro (m)

$J$ : Momento polar de inercia ( $m^4$ ).



**Figura 31.** Elemento sometido a torsión

**Fuente:** (Beer & Johnston, 2020)

Si consideramos que el momento polar de inercia para una sección circular llena de diámetro  $d$  es:

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (5)$$

Reemplazando la ecuación 5 en la ecuación 4, se obtiene la siguiente expresión para un eje macizo:

$$\tau_{max} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (6)$$

#### 4.3.6 Factor de seguridad

De acuerdo con Hamrock et al., (2000) el factor de seguridad es la relación entre el esfuerzo límite del material y el esfuerzo diseño. Si  $N_s > 1$  el diseño es adecuado. Entre mayor sea  $N_s$  más seguro será el diseño. Este factor se define como:

$$N_s = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma_d} \geq 1 \quad (7)$$

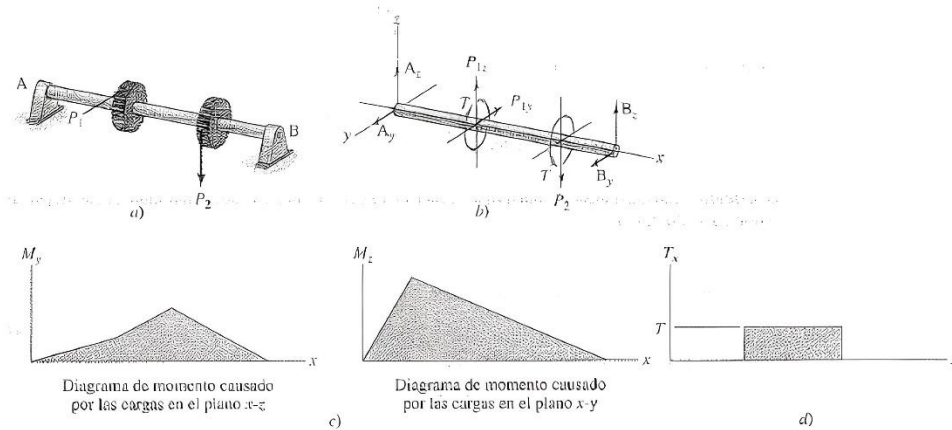
#### 4.3.7 Ejes

Un eje es un elemento rotatorio o estacionario, el cual usualmente tiene una sección transversal circular y puede tener montados elementos transmisores de potencia, tales como engranes, poleas, etc. En el proceso de transmisión de potencia a una velocidad rotacional dada, un eje puede estar sujeto a un par de torsión, de esta forma, en el eje se desarrolla un esfuerzo cortante de torsión. Asimismo, algunos elementos de máquinas cuando se montan sobre un eje ejercen fuerzas sobre este en dirección transversal (perpendicular al eje) así en el eje se desarrollan momentos flexionantes.

Para el diseño de ejes se debe establecer el diámetro mínimo para soportar adecuadamente las cargas que actúan sobre el eje o el factor de seguridad para un diseño específico.

### 4.3.7.1 Procedimiento de diseño de un eje:

Un eje que soporta uno o más de los distintos elementos de máquinas debe soportarse en cojinetes. (Hamrock et al., 2000)



**Figura 32.** Diseño de ejes.

**Fuente:** (Hamrock et al., 2000)

*Nota:* a) Eje con dos cojinetes en A y B, dos engranajes con fuerzas resultantes  $P_1$  y  $P_2$ ; b) diagrama de cuerpo libre del par de torsión y de las fuerzas resultantes del dibujo de ensamble; c) diagrama de momento en los planos x-y y x-z; d) diagrama del par de torsión

El procedimiento general para el diseño de ejes es como sigue:

- 1 Se desarrolla un diagrama de cuerpo libre empleando los diversos elementos de la máquina montados sobre el eje por su carga estáticamente equivalente o componentes de torsión. Para ilustrar esto, en la Figura 32, a) se muestra fuerzas que ejercen sobre el eje y en la Figura 32, b) un diagrama de cuerpo libre de los engranajes que actúan sobre el eje.
- 2 Se dibuja un diagrama de los elementos flexionantes en los planos x-y y x-z, como se muestra en la Figura 32, c). El momento interno resultante en cualquier sección a lo largo del eje se expresa como la ecuación (8):

$$M_x = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \quad (8)$$

- 3 Se desarrolla un diagrama de los pares de torsión como se muestran en la Figura 32 d). El par de torsión que se desarrolla de un elemento transmisor de potencia debe balancear el par de torsión de los otros elementos transmisores de potencia.
- 4 Se establece la localización de la sección transversal crítica o la localización x donde el par de torsión y el momento son mayores.

- 5 Para materiales dúctiles se utiliza la teoría del esfuerzo cortante máximo o la teoría de distorsión.
- 6 La determinación del diámetro se calcula mediante la ecuación (3):
- 7 La teoría de la energía de deformación máxima predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material. Ecuación (3). (Budynas & Nisbett, pág. 213)

$$d = \sqrt[3]{\frac{32f_{sd}}{\pi S_Y} \sqrt{M_r^2 + \frac{3}{4}T^2}} \quad (9)$$

Donde:

$S_y =$  Resistencia a la fluencia del material

$M_r =$  Momento flector

$T =$  Torque

$f_{sd} =$  Factor de seguridad

➤ **Parámetros para el diseño del tornillo.**

Para el presente diseño de tornillo se usará un tornillo de un solo canal, con el diámetro constante, debido a que el diseño planteado tiene una baja capacidad, tamaño moderado y un bajo costo de fabricación.

➤ **Husillo de un canal con diámetro constante.**

Debido a que el diámetro y profundidad del canal son constante, son llamados husillos de transporte, siendo adecuados para realizar un adecuado arrastre del material y debido a su geometría no existe variación en su temperatura, dado que, este tornillo no realiza ningún tipo de cambio en el estado de la materia, es decir no altera las propiedades de la mezcla de arcilla. La construcción de este tipo de tornillos evita procesos largos de fabricación, disminuyendo así su costo con relación a tornillos con diámetro variable.

➤ **Relación de longitud del tornillo.**

En el tornillo, la capacidad de mezcla y homogeneización aumenta rápidamente al aumentar la longitud. Para determinar la longitud se debe relacionar directamente con su diámetro, y esta relación puede ser larga o corta, la cual será seleccionada de acuerdo

a su aplicación. Para este diseño se elegirá una relación corta de acuerdo a los bajos requerimientos de producción, facilidad de diseño y bajo costo de producción.

➤ **Ventaja de la relación corta.**

Una longitud del cilindro corta permitirá que la arcilla pase menos tiempo en la máquina, por ende, se reduce las posibilidades de cambios en la arcilla. Al igual al reducir sus dimensiones, el torque y potencia del motor serán bajos, disminuyendo lo que reducirá significativamente los costos de fabricación y mantenimiento.

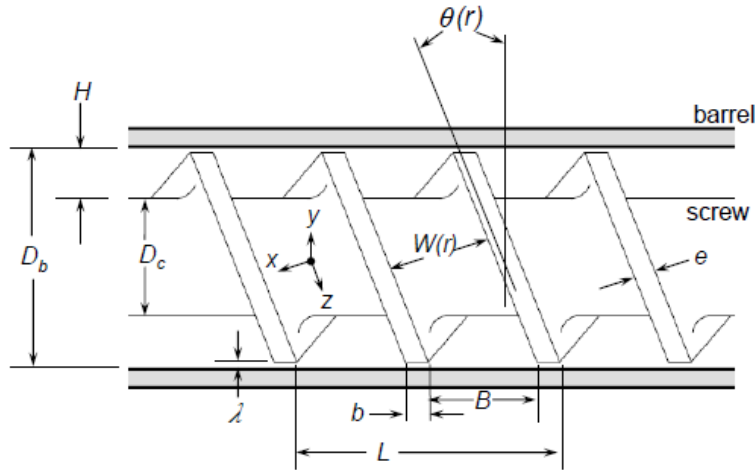
➤ **Geometría del tornillo sin fin**

El libro Engineering Principles of Plasticating Extrusion de Tadmor y Klein se ha utilizado ampliamente para comprender los fundamentos de los procesos de extrusión.

La siguiente sección se esfuerza por mantener la calidad del desarrollo de la sección de geometría de tornillos de este texto clásico. La comprensión de entender las relaciones entre la geometría del tornillo y la representación simbólica y matemática de un tornillo es un comienzo crítico para entender los cálculos de velocidad, presión y los cálculos de temperatura. Estas funciones relacionadas con el rendimiento de extrusoras de un solo tornillo se desarrollan más adelante en esta sección y requiere una comprensión de la geometría del tornillo.

La geometría de un tornillo de doble aleta y su nomenclatura se presentan en la Figura 33, utilizando la descripción clásica de Tadmor y Klein. La nomenclatura se ha mantenido para proporcionar consistencia con la literatura clásica y para proporcionar cierta generalidad en el desarrollo de los símbolos y ecuaciones que se utilizan en el análisis de la extrusora.

Varios de los parámetros geométricos del tornillo se obtienen fácilmente por observación y la medición, incluido el número de arranques de vuelo, el diámetro interior del barril, la profundidad de los canales, la longitud del paso, la anchura de las hélices y el espacio libre de las hélices. El número de inicios de aletas,  $p_i$ , para la geometría de la Figura 33 son dos. El diámetro interior del cañón está representado por  $D_b$ , y la distancia desde la raíz del tornillo hasta el barril es  $H$ .



**Figura 33.** Esquema de una geometría de tornillo de doble vuelo

**Fuente:** (Campbell & Spalding, 2013)

El diámetro del núcleo del tornillo está representado por  $D_c$ , la holgura mecánica entre la tierra del tornillo y el barril es  $\lambda$ . La holgura mecánica es típicamente muy pequeña comparada con la profundidad del canal. La longitud de avance,  $L$ , es la distancia axial de una vuelta completa de uno de los arranques del tornillo. Suele ser constante en cada sección del tornillo, pero en algunos tornillos, como los de goma, suele disminuir continuamente a lo largo de la longitud del tornillo. Un tornillo que tiene una longitud de paso igual al diámetro del barril se denomina de paso cuadrado. La anchura de la luz en la punta del tornillo y perpendicular a la perpendicular a la arista del tornillo es  $e$ .

Los demás parámetros geométricos se obtienen fácilmente a partir de los parámetros medidos que se han presentado anteriormente. Varios de los parámetros del tornillo son funciones del radio del tornillo. Entre ellos se encuentra la distancia perpendicular de una luz a otra,  $W(r)$ ; la anchura de las aletas en la dirección axial,  $b(r)$ ; y el ángulo de la hélice,  $\theta(r)$ , el ángulo producido por la aleta y un plano normal al eje del tornillo. Estos parámetros se discutirán más adelante. En la pared del barril, estos parámetros se subtitulan con  $a$   $b$ . El ángulo de hélice en la pared del barril es  $\theta_b$  y se calcula utilizando la Ecuación. El ángulo de hélice en la pared del cilindro para un tornillo de paso cuadrado es de  $17,7^\circ$ .

$$\theta_b = \tan^{-1} \left( \frac{L}{\pi * D_b} \right) \quad (10)$$

La relación entre la anchura del canal perpendicular al vuelo de la interfaz del barril,  $W_b$  es:

$$W_b = \left(\frac{L}{p}\right) \cos(\theta_b) - e \quad (11)$$

Como se ha mencionado anteriormente, varios de los parámetros geométricos están en función de la posición radial ( $r$ ) del tornillo. Estos parámetros incluyen el ángulo de hélice y las anchuras de los canales. La longitud de un arco para una vuelta completa en la superficie del barril es  $\pi Db$ .

Para un tornillo bien diseñado, la anchura de la hélice aumentará a medida que se acerque a la raíz del tornillo, debido a los radios de la hélice.

Este análisis es para una anchura de la luz que no cambia con la profundidad del canal. El ángulo de hélice y la anchura de los canales en el núcleo o la raíz del tornillo se designan con un subíndice  $c$ , y se calculan como sigue:

$$\theta_c = \tan^{-1} \left( \frac{L}{\pi * D_c} \right) \quad (12)$$

Por lo tanto, el tornillo tiene una distancia normal más estrecha entre los vuelos en la raíz del tornillo porque el ángulo de hélice es mayor y porque el avance sigue siendo el mismo.

$$W_c = \left(\frac{L}{p}\right) \cos(\theta_c) - e \quad (13)$$

Para un conjunto generalizado de funciones en términos del radio,  $r$ , y del diámetro local  $D$ , el ángulo de la hélice se calcula como sigue:

$$\theta_r = \tan^{-1} \left( \frac{L}{\pi * D} \right) \quad (14)$$

La anchura del canal en cualquier radio es la siguiente:

$$W(r) = \left(\frac{L}{p}\right) \cos(\theta(r)) - e \quad (15)$$

La anchura media del canal se utiliza para muchos de los cálculos posteriores. Este ancho medio del canal se representa aquí simplemente como  $W$  y se calcula utilizando ecuación siguiente:

$$W = \frac{W_b + W_c}{2} \quad (16)$$

Para calcular la longitud helicoidal en la dirección  $z$  en cualquier radio  $r$  para la longitud axial  $l$  el procedimiento utilizado es desenvolver la hélice del tornillo en coordenadas cartesianas:

$$z(r) = \frac{l}{\sin(\theta(r))} \quad (17)$$

### ➤ Ecuaciones de flujo simple

Los cálculos de flujo simples para la sección de medición deben realizarse al comienzo de cualquier proceso de solución de problemas de la extrusora.

El análisis de rotación del tornillo, desarrollado por Campbell & Spalding, (2013) se usa aquí para llegar a las mismas ecuaciones de flujo mientras se conserva la física de rotación del tornillo de la extrusora. Para la rotación del tornillo, el caudal  $Q$  se divide en dos flujos, el flujo rotacional y flujo de presión. Hay varios otros métodos disponibles para estimar los componentes de flujo en la sección de medición de un tornillo, pero pueden ser más complejos y requerir más tiempo.

El método descrito aquí es el más simple de todos los métodos. Esta simplicidad se basa en varios supuestos (enumerados a continuación) y, por lo tanto, requiere una cantidad mínima de datos y esfuerzo computacional. El cálculo solo pretende dar una estimación rápida y cruda de los flujos, dado que en la mayoría de los casos se violan las suposiciones 4 a 7.

Las suposiciones para el método de cálculo simple son las siguientes:

1. El flujo está completamente desarrollado.
2. Los canales de flujo están completamente llenos.
3. Sin deslizamiento en las superficies límite.
4. No hay flujo de fugas sobre las puntas de vuelo.
5. Todas las esquinas de los canales son cuadradas.
6. Los flujos son isotérmicos y newtonianos.
7. Las dimensiones del canal no cambian en la sección de medición.

En la sección de medición del tornillo existen dos fuerzas motrices para el flujo. El primer flujo se debe únicamente a la rotación del tornillo y se denomina componente de flujo rotativo. El segundo componente del flujo se debe al gradiente de presión que existe en la dirección  $z$ , y se denomina flujo de presión. La suma de los dos flujos debe ser igual a la tasa de flujo global. La tasa de flujo global,  $Q$ , el flujo de rotación,  $Q_{md}$ , y el flujo de presión,  $Q_{mp}$ , para un canal de medición de profundidad constante están relacionados, como se muestra en la Ecuación (18). El subíndice  $d$  se mantiene en la nomenclatura por coherencia histórica, aunque el término es para el flujo de rotación del tornillo en lugar del concepto histórico de flujo de arrastre. concepto de flujo de arrastre.

$$Q_m = Q_{md} - Q_{mp} \quad (18)$$



Como la mayoría de las tasas de extrusión se miden en masa por unidad de tiempo, el término  $Q_{md}$  se define como el flujo rotacional másico, el cual depende de varios parámetros geométricos y de la velocidad de rotación.:

$$Q_{md} = \frac{\rho_m V_{bz} W H F_d}{2} \quad (19)$$

Donde  $\rho$  es la densidad de la masa de arcilla a la temperatura ambiente,  $V_{bz}$  es la componente z de la velocidad del tornillo en la pared del barril,  $H$  es la profundidad del canal y  $F_d$  es el factor compensa la reducción del caudal debida a la resistencia inducida por las aletas (resistencia de las aletas). Para un canal de anchura infinita y sin aletas,  $F_d$  sería igual a 1. A medida que la anchura del canal se acerca a la profundidad,  $F_d$  es aproximadamente 0,5. El análisis desarrollado aquí se basa en la física de la rotación del tornillo, por lo tanto, se desarrollan aquí otras definiciones. Las velocidades en el núcleo del tornillo, indicadas por el subíndice c, en las direcciones x y z son las siguientes:

$$V_{cx} = \pi N D_c \text{sen}(\theta_c) \quad (20)$$

$$V_{cz} = -\pi N D_c \text{cos}(\theta_c) \quad (21)$$

Donde N es el número de rotaciones del tornillo en revoluciones por segundo.

La componente z de la velocidad del tornillo a la distancia  $H$  de la raíz del tornillo se calcula como:

$$V_{bz} = \pi N D_b \text{cos}(\theta_b) \quad (22)$$

El término de flujo de presión de masa,  $Q_{mp}$ , se calculan como sigue:

$$Q_{mp} = \frac{\rho_m W H^3 F_p}{12\eta} \left[ \frac{\partial P}{\partial z} \right] \quad (23)$$

Donde  $F_p$  es el factor de forma para el flujo de presión,  $\frac{\partial P}{\partial z}$  es el gradiente de presión en el canal en la dirección z, y  $\eta$  es la viscosidad de corte del material.

$$F_d = \frac{16W}{\pi^3 H} \sum_{i=1,3,4..}^{\infty} \frac{1}{i^3} \tanh\left(\frac{i\pi H}{2W}\right) \quad (24)$$

$$F_p = 1 - \frac{192H}{\pi^5 W} \sum_{i=1,3,4..}^{\infty} \frac{1}{i^5} \tanh\left(\frac{i\pi W}{2H}\right) \quad (25)$$

Los factores de forma van de 0 a 1 y se aproximan a 1 para los canales poco profundos; es decir. Es importante incluir los factores de forma al evaluar los canales de tornillo comerciales, canales de tornillo comerciales. Esto es muy importante para los canales profundos en los que  $H/W$  no se aproxima a 0. La tasa de flujo de masa total,  $Q_m$ , se calcula combinando los componentes de flujo, como se indica en la Ecuación (18), para el flujo de masa total. Como se ha indicado anteriormente, los cálculos de la tasa, el

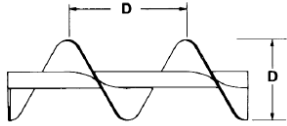

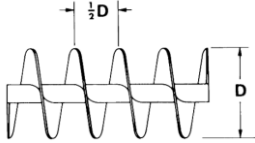
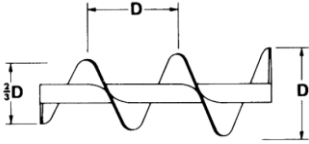
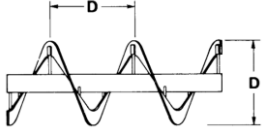
flujo de rotación y el flujo de presión deben realizarse al inicio de cada proyecto de resolución de problemas.

$$Q_m = \frac{\rho_m V_{bz} W H F_d}{2} - \frac{\rho_m W H^3 F_p}{12\eta} \left[ \frac{\partial P}{\partial z} \right] \quad (26)$$

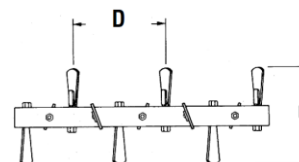
#### 4.3.8 Tipos de hélices para tornillos sin fin

En los diversos tipos de hélices utilizadas en los tornillos sin fin, se encuentran una amplia variedad que se adapta al material transportado y la tarea a realizar. Estas hélices poseen características distintivas que influyen en su resistencia, capacidad de flujo, entre otros aspectos, determinadas por su forma, ángulos de inclinación, el diámetro y el paso, así como por sus diferentes categorías, tales como corto, estándar, largo o escalonado, como se detalla en la Tabla 9.

**Tabla 9.** Tipos de hélice para tornillos sin fin

Tipo de Hélice	Tipo de Material para Transportar/Aplicación	Figura
<b>Hélice estándar, de paso igual al diámetro.</b>	Son capaces de manejar una amplia gama de materiales en la mayoría de las aplicaciones.	
<b>Hélice de gran paso, de 1.5 a 2 veces el diámetro.</b>	Se utiliza para productos que fluyen muy bien.	
<b>Hélice de paso medio, normalmente la mitad del diámetro.</b>	Se emplea en tornillos sin fin con una inclinación de aproximadamente 20-25°, o cuando se busca que el producto permanezca durante un período prolongado en el transportador con el fin de enfriarlo, secarlo, etc.	
<b>Hélice de paso variable.</b>	Empleado para comprimir productos, como por ejemplo en el funcionamiento de prensas de tornillo	
<b>Hélice de diámetro variable.</b>	Empleado como extractor dosificador de sólidos de tolvas.	

**Hélice mezcladora, con dos hélices tipo cinta.** Empleado como equipo mezclador.



Fuente:(Ingemecánica, 2019)

#### 4.3.9 Velocidad de giro de tornillo

En concerniente a la velocidad de giro ( $n$ ) de los transportadores de tornillo varía de acuerdo al tipo de material a transportar, entre los rangos establecidos está dado por (Ingemecánica, 2019):

- Para materiales pesados  $\rightarrow n \approx 50$  r.p.m.
- Para materiales ligeros  $\rightarrow n < 150$  r.p.m.

En general, se cumple que la velocidad de giro de un transportador de tornillo es inversamente proporcional a:

- El peso a granel del material a transportar.
- Del grado de abrasividad del material a transportar.
- Diámetro del tornillo.

La máxima velocidad de giro depende mucho a la naturaleza del material a transportar, así también el diámetro total del tornillo (eje + hélice).

En la siguiente tabla (Tabla 10) se indica la velocidad de giro recomendada para un transportador de tornillo en función de la clase de material y del diámetro del tornillo.

**Tabla 10.** Velocidad de eje en función del diámetro del tornillo

Diámetro del tornillo (mm)	Velocidad máxima (rpm) según la clase de material				
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV	Clase V
100	180	120	90	70	30
200	160	110	80	65	30
300	140	100	70	60	25
400	120	90	60	55	25
500	100	80	50	50	25
600	90	75	45	45	25

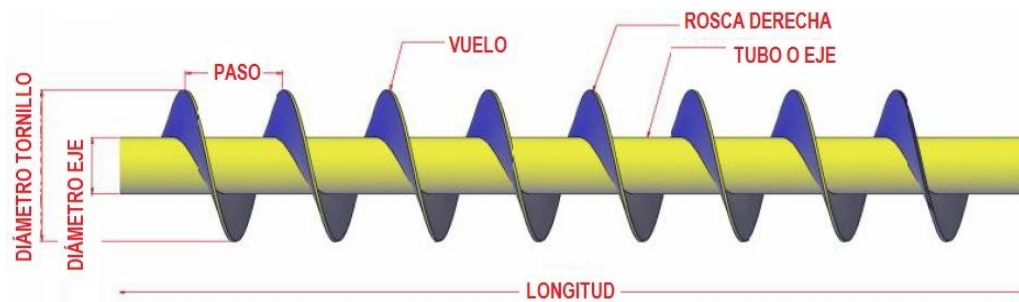
Fuente:(Ingemecánica, 2019)

Para cada material existe un diámetro del tornillo y velocidad adecuada, por ejemplo, si se utiliza un tornillo de gran diámetro a una revolución mayor a las especificadas se produciría una relación de compresión baja, al igual al tener una velocidad mayor se producirá un incremento de temperatura debido a la fricción lo cual hará que la arcilla comience a cocinar por así decirlo.

Por lo que se cumple que para tornillos de alto esfuerzo (presión alta) el tamaño de la hélice debe ser pequeña.

#### 4.3.10 Paso y diámetro del tornillo.

En todo transportador, el paso de tornillo, también conocido como paso de hélice, se define como la distancia entre dos hélices consecutivas en la dirección del eje del tornillo, según se puede ver en la Figura 34 que se adjunta.



**Figura 34.** Tornillo sin fin

**Fuente:**(Paredes, 2017)

En general, la dimensión para el paso de los transportadores de tornillo suele estar comprendida entre 0,5 y 1 veces la medida del diámetro del mismo, siendo mayor cuanto más ligera sea la carga que se vaya a transportar con el tornillo.

En cuanto al diámetro de la hélice del tornillo, su dimensión es inversamente proporcional a la velocidad de giro del eje, es decir, para velocidades de giro más elevadas supondrá un tornillo de hélices más cortas.

En general, la dimensión del diámetro que hay que emplear en los transportadores de tornillo depende también del tipo de material a transportar.

#### 4.3.11 Tipos de materiales a transportar por el tornillo

Al igual para seleccionar el material para el tornillo se debe tener en cuenta tipo de material a transportar en los cuales se menciona a continuación (Ingemecánica, 2019).

##### a. Materiales de Clase I

Los materiales de Clase I están compuestos por materiales pulverulentos, no abrasivos, definidos en un peso específico que se sitúa entre 0,4 – 0,7 t/m<sup>3</sup> aproximadamente, y que fluyen fácilmente.

Entre los materiales pertenecientes a esta clase están:

- Cebada, trigo, malta, arroz y similares.
- Harina de trigo y similares.
- Carbón en polvo.

- Cal hidratada y pulverizada.

### **b. Materiales de Clase II**

Los materiales de Clase II son materiales compuestos que mayormente se presentan en granos o pequeños tamaños, mezclados en polvo, no abrasivos, que fluyen fácilmente. Su peso específico se sitúa entre  $0,6 - 0,8 \text{ t/m}^3$ .

Entre los materiales pertenecientes a esta clase están:

- Alumbre en polvo.
- Haba de soja.
- Granos de café, cacao y maíz.
- Carbón de hulla en finos y menudos.
- Cal hidratada.

### **c. Materiales de Clase III**

Los materiales de Clase III son materiales generalmente semi-abrasivos de tamaño reducido, mezclas con polvos, con peso específico que se sitúa entre  $0,6 - 1,2 \text{ t/m}^3$ .

Entre los materiales pertenecientes a esta clase están:

- Alumbre en terrones.
- Bórax.
- Carbón vegetal.
- Corcho troceado.
- Pulpa de papel.
- Leche en polvo.
- Sal.
- Almidón.
- Azúcar refinada.
- Jabón pulverizado.

### **d. Materiales de Clase IV**

Los materiales de Clase IV son clasificados como semi-abrasivos o abrasivos, granulares o pequeña mezcla con polvo. Son materiales con un peso específico que se sitúa entre  $0,8 - 1,6 \text{ t/m}^3$ .

Entre los materiales pertenecientes a esta clase están:

- Bauxita en polvo.
- Negro de humo.
- Harina de huesos.

- Cemento.
- Arcilla.
- Azufre.
- Arena.
- Polvo de piedra caliza.
- Azúcar sin refinar.
- Resinas sintéticas.
- Óxido de zinc.

#### **e. Materiales de Clase V**

Los materiales de Clase V generalmente abrasivos, troceados o en polvo, como pueden ser cenizas, hollines de conductos de humos, cuarzo pulverizado, arena silíceo. El cual el uso de este material se debe evitar que entre en contacto con soportes y cojinetes. (Ingemecánica, 2019, como se citó en Chapoñan & Carlos, 2019)

#### ***4.3.12 Criterios a tomar en cuenta para diseñar una extrusora***

Para iniciar, el primer paso que se debe considerar al seleccionar un extrusor es caracterizar el material, dado que, se requiere saber:

- El tipo de material a extruir
- Densidad el tamaño promedio de las partículas
- El tipo de fluidez
- Abrasividad

Sin ser tan indispensable el hecho de contar con valores tan específicos de estas propiedades.

#### ***4.3.13 Factores para el moldeo por extrusión***

La interacción arcilla/máquina es fundamental para el funcionamiento del conjunto. Así, para favorecer la salida de la arcilla por el molde deben reunirse unos cuantos factores:

La arcilla debe ser plástica para que permita su deslizamiento. Una pasta muy rígida giraría con la hélice sin comprimirse y una muy fluida llenaría las hélices, pero no avanzaría. A continuación, en la Tabla 11 se muestra qué sistema de moldeo desempeñan los requisitos para la elaboración de los distintos productos.

**Tabla 11.** *Sistema de conformado versus productos finales*

<b>Producto-sistema</b>	<b>Colado</b>	<b>Moldeado a mano</b>	<b>Extrusión</b>	<b>Prensado en seco</b>	<b>Prensado en caliente</b>	<b>Fraguado químico</b>
Ladrillos		X	X	X		
Refractarios aislantes		X	X	X	X	X
Loza blanca	X	X				
Muelas abrasivas				X		
Cerámica sanitaria	X					
Cerámica especial				X	X	
Hormigones cerámicos			X			X

**Fuente:** (Handle, 2007)

En la Tabla 12 se indica el nivel de porcentaje de agua y el nivel de presión de los distintos sistemas de conformado.

**Tabla 12.** *Porcentaje de agua y nivel de presión para diferentes sistemas de conformado*

<b>Sistema de conformado</b>	<b>Nivel de presión</b>	<b>% de agua</b>
Colado	Nulo(columna hidrostática)	30 a 40
Moldeo plástico	Baja	25 a 30
Extrusión	Media	15 a 20
Prensado semi húmedo	Alta	6 a 12
Prensado en seco	Alta	4 a 8
Prensado hidrostático	Muy alta	0 a 15

**Fuente:** (Handle, 2007)

En el contexto del proceso de extrusión, se deben considerar tres parámetros clave para la consistencia del material a procesar: el contenido de humedad, la presión de extrusión y la rigidez de extrusión medida con un penetrómetro. Sin embargo, existe una interdependencia condicional entre estos parámetros. La mera mención de la lectura de presión de extrusión y el contenido de humedad no proporciona indicaciones claras sobre el comportamiento de extrusión, dado que diferentes materias primas pueden tener plasticidades o rigideces totalmente diferentes, incluso con el mismo contenido de humedad, o viceversa. La rigidez del cuerpo, por otro lado, representa un valor comparable. La resistencia creada por la matriz determina en gran medida la presión de extrusión (Handle, 2007).

Por consiguiente, de acuerdo con Handle, (2007), se establece que las extrusoras se planifican considerando siempre una presión máxima permitida para la extrusión, dado que este aspecto es de gran relevancia en el diseño y costo de los elementos de la máquina.

Entonces, al seleccionar una presión máxima para el diseño de la máquina, esto afectará los costos de los materiales, dado que estos deben ser capaces de soportar una carga mayor sin presentar problemas, por lo que deben ser diseñados para cumplir con este nivel de extrusión. Por lo que a continuación se presenta en la Tabla 13 con el resumen de los tres parámetros importantes para diseñar.

**Tabla 13.** Tipos de extrusión y valores aproximados de los parámetros más importantes.

Tipo de extrusión		Baja presión	Media presión	Alta presión	
Designación utilizada en la cerámica.		Extrusión suave	Extrusión semirrígida	Extrusión Rígida	
Parámetro	Dimensión	1	2	3	4
Humedad	% en seco	10-27	15-22	12-18	10-15
Presión	bar	4-12	15-22	25-45	Hasta 300
Penetro metro	N/mm <sup>2</sup>	<0.20	0.20-0.30	0.25-0.45	>0.30

Fuente:(Handle, 2007)

La formación de la presión es consecuencia de dos parámetros:

- **La geometría de la salida de la extrusora**

Cuanto menos agujeros tenga el molde y de menor diámetro sean, mayor será la pérdida de carga, o más elevada debe ser la presión de extrusión, tal es el caso de la fabricación de ladrillos huecos.

- **La reología de la arcilla**

La viscosidad de la arcilla es una fuerza pasiva y para conseguir el flujo ha de vencerse una resistencia.

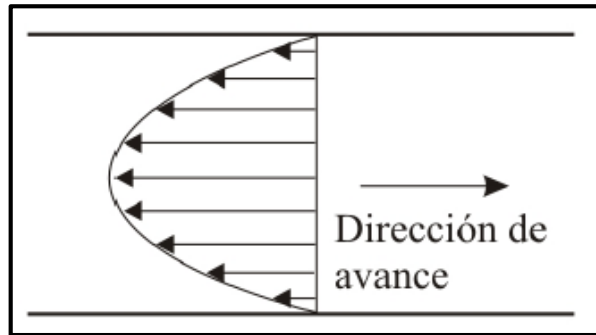
- **Flujo de extrusión.**

- **Boquilla**

El molde o boquilla debe garantizar que el área de la sección transversal sea la deseada, al igual tener una superficie lisa y sin fallas para garantizar un flujo continuo en toda la sección de la columna de material.



Como se ha mencionado, el flujo de presión se debe, al gradiente de presión a lo largo del cilindro. La presión es mayor en el lado de la boquilla, y este gradiente de presión tiende a hacer que el material fluya hacia atrás a lo largo del canal del tornillo, oponiéndose, pues, al flujo de arrastre y suponiendo un retroceso del material en el canal del tornillo. (Marcilla & Beltrán, 2012). El perfil de velocidades debido a la existencia de un gradiente de presión es parabólico y se representa en la Figura 35.



**Figura 35.** Perfil de velocidades debido al flujo de presión.

**Fuente:**(Marcilla & Beltrán, 2012)

El comportamiento global de la extrusora está determinado por la interacción entre el comportamiento de la boquilla y el del tornillo. La forma de la boquilla no puede ser cualquiera, pues lógicamente depende de las dimensiones del perfil que se desea obtener.

El flujo del material en la boquilla es debido exclusivamente a la diferencia de presión que se genera entre el punto por donde el material entra a la boquilla y la salida, donde la presión es la atmosférica. En la boquilla existe solo flujo de presión en la dirección de salida del material, con un perfil de velocidades parabólico como el mostrado en la Figura 35. Si la diferencia de presión entre los extremos de la boquilla fuese nula, no habría caudal de extrusión. En general, la cantidad de material que fluye a través de una boquilla en la que hay una diferencia de presión  $\Delta P$  se calcula como:

$$\dot{v} = k * \frac{\Delta P}{\eta} \quad (27)$$

Donde:

$k$ : Constante del orificio

$\Delta P$ : Variación de presión(Pa)

$\eta$ : Viscosidad (Pa \* s)

Donde  $k$  es una constante que depende del orificio de salida de la boquilla. Cuanto mayor sea el orificio de salida de la boquilla, mayor será el caudal extruido para un  $\Delta P$

dada. A continuación, se listan algunos valores de k para determinadas geometrías del orificio:

Boquilla circular sencilla, de radio R y longitud L

$$k = \frac{\pi * R^4}{8L_b} \quad (28)$$

de modo que (29) se transforma en la ecuación de Hagen-Poiseille.

•Boquilla plana, de profundidad h, anchura a y longitud  $L_b$ .

$$k = \frac{a * h^3}{12L_b} \quad (29)$$

#### 4.3.14 Diseño de chavetas

Según Hamrock (2000), una cuña o chaveta es un elemento generalmente de sección rectangular o cuadrada que va montado en contacto con el eje, como se ve en la Figura 36. Con el objetivo de prevenir el movimiento relativo entre el eje y el elemento de máquina conectado a través del cual se transmite el par de torsión. Una cuña también tiene la función de sistema de seguridad, por lo que, en caso de un incremento drástico en las condiciones de carga, la cuña fallará por cortante antes de que falle el eje o el elemento de máquina.

Las cuñas fallan principalmente por corte o por compresión, ambos casos se consideran aquí:

##### 4.3.14.1 Falla debida al corte de la cuña.

Con el uso de la energía de la distorsión, la resistencia al corte es:

$$S_{sy} = 0.577 * S_y \quad (30)$$

$$\tau_d = \frac{2T}{L_c * w_c * d_{eje}} \leq \frac{S_{sy}}{F_s} \quad (31)$$

Donde:

$\tau_d$ : Esfuerzo cortante de diseño, MPa.

$w_c$ : Ancho de la chaveta en m.

$d_{eje}$ : Diámetro del eje en m.

T: Torque en Nm.

$L_c$ : Longitud de la chaveta en m.

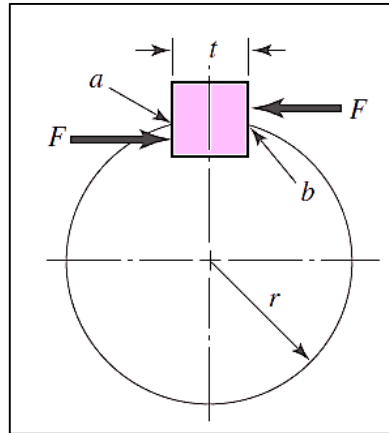
##### 4.3.14.2 Falla debida al esfuerzo de compresión o de apoyo a la cuña

$$\sigma_d = \frac{4T}{L_c * w_c * d} \leq \frac{S_{sy}}{F_s} \quad (32)$$

Donde:

$\sigma_a$ : Esfuerzo de diseño admisible a la compresión, MPa.

$w_c$ : Ancho de la chaveta en m.



**Figura 36.** Fuerzas que actúan sobre una chaveta

**Fuente:** (Shigley - R. Budynas, 2008)

En el Anexo 24 se muestran las dimensiones de las chavetas en función del diámetro del eje, tal como se especifican en la norma DIN 6885 / DIN 6886. El ancho es nominalmente la cuarta parte del diámetro eje.

#### 4.3.15 Sistemas de transmisión de movimiento.

Entre los mecanismos de transmisión de movimiento más usados, se tiene:

- **Sistema de poleas:** Mecanismo de transmisión lineal.
- **Sistema de poleas con correa:** Mecanismo de transmisión circular.
- **Sistema de engranajes:** Mecanismo de transmisión circular.

##### 4.3.15.1 Sistema de poleas.

Es un sistema de transmisión lineal, pues el movimiento de entrada y salida es lineal. Se tiene tres casos:

- a) Polea fija
- b) Polea móvil
- c) Polipasto

#### 4.3.15.2 Poleas

##### ❖ Generalidades:

Como se puede observar en la Figura 37, se tiene una polea, la cual es un cilindro de poco grueso, en cuya superficie convexa hay una garganta, por donde pasa la correa, en cuyos extremos están aplicadas la potencia y la resistencia. La polea se dice fija cuando su centro es fijo, y móvil, cuando es transportada, por la potencia o por la resistencia (Canudas, 1864).

Se usa como elemento de transmisión de potencia y movimiento en máquinas y mecanismos. Además, formando conjuntos aparejos o polipastos sirve para reducir la magnitud de la fuerza necesaria para mover un peso.

Tanto la polea como la rueda y el eje pueden considerarse máquinas simples que constituyen casos especiales de la palanca. Las poleas son ruedas que tienen el perímetro exterior diseñado especialmente para facilitar el contacto con cuerdas o correas. En toda polea se distinguen tres.



**Figura 37.** Partes de una polea

**Fuente:** ( Alvarez Lino , Ayala Espinoza, & Silva Quezada, 2018)

#### 4.3.15.3 Tipos de poleas:

- Poleas en V

##### Generalidades

Las poleas se fabrican en tres diseños distintos dependiendo del diámetro exterior, siempre buscando que sean livianas sin perder resistencia como muestra en la Tabla 14.

**Tabla 14.** Diseños del diámetro exterior de poleas

**Diseños distintos dependiendo del diámetro exterior**



**Fuente:**(Intermec, 2019)

Las poleas en “V” se fabrican en Fundición Gris, Fundición Nodular, Aluminio, Fundición de Acero o acero Laminado. Por economía son fabricadas comúnmente en fundición gris, pero se recomiendan en acero laminado cuando van a trabajar en aplicaciones de alto impacto y/o ambientes con alta polución de partículas abrasivas como en la industria minera, siderúrgica, etc. Las poleas pueden girar a un máximo de velocidad según el material en el que se fabriquen, como se indica en la Tabla 15. Cuando las poleas superan la velocidad máxima según el material en el que estén fabricadas, se corre el riesgo de que se fracturen y exploten.

**4.3.15.4 Sistemas de poleas con correas.**

Se trata de dos ruedas situadas a cierta distancia, que giran a la vez por efecto de una correa. Las correas suelen ser cintas de cuero flexibles y resistentes. Según el tamaño de las poleas se tiene tres tipos de relación de transmisión:

**Tabla 15.** Diseños distintos dependiendo del diámetro exterior

<b>Material</b>	<b>Velocidad(m/s)</b>	
<b>Fundición gris</b>	GG 20	33
<b>Fundición modular</b>	GGG 40	41
<b>Aluminio</b>	A329	33
<b>Fundición de acero</b>	1020	45
<b>Acero laminado</b>	1020	61

**Fuente:**(Intermec, 2019)

- a) Transmisión de igualdad “ $i = 1$ ”
- b) Sistema reductor de velocidad “ $i > 1$ ”
- c) Sistema multiplicador de velocidad “ $i < 1$ ” (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 1999)

#### 4.3.15.5 Relación de transmisión.

Para calcular la relación de transmisión se emplean las ecuaciones (33) y (34). La relación de transmisión es un número que se obtiene dividiendo el diámetro menor “motor”, entre el diámetro mayor “eje de mezclado de la máquina”.

La relación de transmisión recomendada en las correas de tipo V es  $i \leq 6$ .

$$i = \frac{d_{p\_receptora}}{d_{p\_motriz}} \quad (33)$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (34)$$

Donde:

$n_1$  = Número de revoluciones del motor (rpm)

$n_2$  = Número de revoluciones de la máquina (rpm)

$i$  = Relación de transmisión

#### 4.3.15.6 Transmisión de potencia por correas.

##### Generalidades:

Las transmisiones por correas se caracterizan por su forma especialmente sencilla, marcha silenciosa y una considerable capacidad de absorber elásticamente los choques. Sus componentes tienen generalmente un precio reducido, de aproximadamente el 63% de las transmisiones por engranajes cilíndricos, sin embargo, las dimensiones de las ruedas son mayores, así como las distancias entre centros y la carga sobre los cojinetes, la usualmente poca duración de la correa las cataloga como una transmisión de mediana durabilidad y existe deslizamiento elástico durante el funcionamiento de la transmisión. Las transmisiones por correas son transmisiones por fricción y flexibles, lo que le permite transmitir el movimiento de la polea conductora a la conducida, con la potencia deseada, gracias a la fuerza de rozamiento que surge en el contacto entre la polea y correa dado por el tensado de esta última.

La transmisión por correas más sencilla consta de una polea conductora, una polea conducida y una correa montada con tensión sobre las poleas, que transmite la fuerza circunferencial por rozamiento. (González Rey, García Toll, & Ortiz Cardona)

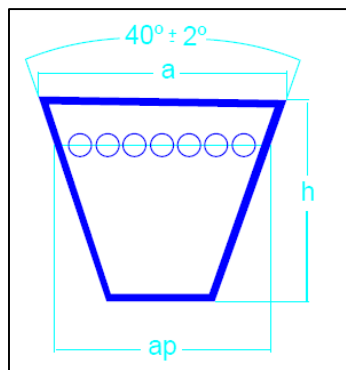
#### 4.3.15.7 Tipos de correas.

- ✓ Correas redondas
- ✓ Correas planas
- ✓ Correas trapezoidales o V

- ✓ Correas multi trapezoidales o V
- ✓ Correas dentadas

#### 4.3.15.8 Correas trapezoidales o V.

La sección de una correa trapezoidal se caracteriza por su ancho ( $a$ ), altura ( $h$ ) y ancho primitivo ( $ap$ ), como se ilustra en la Figura 38. Estas correas ofrecen una mayor capacidad de tracción debido a su forma, lo que resulta en una fuerza de tracción superior en comparación con las correas planas. Por lo general, la velocidad máxima para este tipo de correa es de 25 m/s. (DUNLOP, 2024)



**Figura 38.** Sección transversal de correas trapezoidales.

**Fuente:** (DUNLOP, 2024)

#### 4.3.15.1 Eficiencia o rendimiento de las correas V.

El rendimiento de una transmisión de banda en V, varía entre un rango del 70% al 96% de rendimiento, se opta por elegir un valor del 90% acorde a los cálculos de la máquina. (González Rey, García Toll, & Ortiz Cardona)

#### 4.3.15.2 Reducción de velocidad

Para el sistema de reducción de velocidad existen dos alternativas para llevarlo a cabo: mediante el uso de poleas y correas trapezoidales, o mediante el uso de engranajes, a continuación, se enumeran algunas ventajas y desventajas de cada opción:

➤ **Transmisiones por poleas y correas.**

- **Ventajas**

- Puede transmitir la potencia a distancias grandes.
- Es silencioso, suave y sin choques.
- Funciona como un fusible mecánico, dado que presenta una carga límite de transmisión, dado que al superar este límite se produce un deslizamiento de las correas.
- Diseño sencillo.

- Costo inicial de adquisición relativamente bajo.
- **Desventajas**
- Grandes dimensiones exteriores.
- Inconstancia de la relación de transmisión cinemática debido al deslizamiento elástico.
- Grandes cargas sobre los árboles y apoyos, y por consiguiente considerables pérdidas de potencia por fricción.
- Vida útil de la correa relativamente baja

➤ **Engranajes**

- **Ventajas**

- Posee grandes capacidades de potencia.
- Necesitan poco espacio.
- No tienen posibilidad de deslizamiento (favorece una relación de transmisión de potencia exacta entre las piezas del engrane).
- Bajo mantenimiento.

- **Desventajas**

- Su costo es más elevado con referente a otras transmisiones por cadenas y poleas.
- Producen ruido (Se evita al tener correctamente lubricado).
- No pueden transmitir potencia a distancias grandes entre centros.

➤ **Clasificación de acuerdo a la forma del engranaje.**

Estos se clasifican en engranajes cilíndricos, engranajes cónicos y engranajes de tornillo sinfín.

**Los engranajes cilíndricos:** son discos con dientes tallados en su periferia. Existen diferentes tipos de engranajes cilíndricos:

**Los engranajes de dientes rectos:** son los más utilizados y económicos del mercado, aunque también son los más ruidosos y no se pueden utilizar para trabajar a grandes velocidades.

**Los engranajes helicoidales:** son silenciosos, con una transmisión de fuerza más uniforme y segura.

**Los engranajes cónicos:** tienen como finalidad la transmisión del movimiento entre árboles que se cruzan formando un ángulo determinado. Se trata de troncos de cono con dientes tallados en su superficie lateral. Los dientes pueden ser rectos o curvos.



**Los engranajes de tornillo sinfín:** son un caso particular dentro de los engranajes helicoidales, en los que el piñón es un tornillo con una rosca helicoidal que tiene una o varias entradas.

➤ **Clasificación de acuerdo a la posición de los engranajes de entrada y de salida.**

Se clasifican de la siguiente manera:

- **Reductor coaxial**

Donde la posición los engranajes de entrada de salida están alineados, se utilizan cuando se requiere transmitir el movimiento de un eje a otro paralelo y cercano.

Se utilizan con éxito en numerosos sectores, desde el sector alimentario, industria fotovoltaica y sistemas de compuertas, a todas las aplicaciones de potencia fraccionada o mediana.

- **Reductor ortogonal**

Con engranajes ortogonales, los ejes están posicionados formando un ángulo de 90°. Los podemos encontrar en aquellas aplicaciones donde el reductor sinfín corona no puede dar el factor de servicio deseado, como por ejemplo ciertas cintas transportadoras donde la carga a transportar requieren un mayor esfuerzo, industria eléctrica, construcción, etc.

- **Reductor de ejes paralelos**

Reductor ortogonal con entrada y salida paralelas. Son reductores que se sirven de los motores para realizar la reducción de velocidad óptima, el eje del motor y del reductor están en planos paralelos.

- **Reductores pendulares**

El eje de salida va en trayectoria pendular a la entrada.

Motorización de cintas transportadoras, así como para sistemas rotativos tipo elevadores de husillo, mezcladores, trituradores y todas aquellas máquinas donde sea posible un montaje pendular y donde sea necesaria la transmisión por correa entre motor y reductor.

- **Reductores de velocidad planetarios**

El reductor planetario está compuesto por tres elementos: un engranaje central y múltiples engranajes denominados satélites o planetas situados alrededor del eje central (de aquí la denominación de reductor planetario) y una corona interna.

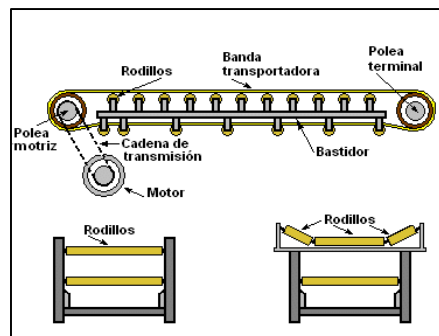
El eje de entrada se encuentra conectado con el engranaje central, el cual trasmite movimiento rotacional a los engranajes planetarios, estos a la vez rotan sobre la corona interna del reductor, transmitiendo movimiento al eje de salida del reductor.

#### 4.3.16 *Sistemas de transporte*

- **Banda transportadora**

El sistema de transporte el cual está conformado con una cinta transportadora que es un mecanismo clave en el diseño de la extrusora, dado que permite el desalajo del ladrillo para su posterior corte.

Como expresa eurotransis, (2021) la cinta transportadora con rodillos cumplen la función básica de transportar de forma eficiente todo tipo de materiales o mercancías que debido a su tamaño o característica del producto no se puede trasladar con rodillos en una planta de fabricación, nave industrial o cualquier empresa logística.



**Figura 39.** *Componentes de una banda transportadora*

**Fuente:** *Imagen de René Puig Martínez en ResearchGate*

La banda transportadora reposa sobre rodillos de giro libre tanto en la parte superior como inferior, en los extremos se encuentran dos poleas, una conducida y otra motriz accionada, ya sea de forma manual o con un motor mediante una transmisión de poleas o cadenas todos estos componentes son soportados por una infraestructura.

De acuerdo a esto se puede destacar que las bandas transportadoras se caracterizan por una alta resistencia mecánica longitudinal, tienen una gran capacidad de transporte, permite descargar y cargar en cualquier punto, no se altera el producto transportado, presenta flexibilidad longitudinal y transversal, bajo consumo de energía, bajos costos de operación y bajos costos de operación, los costos de mantenimiento son bajos y permiten el transporte de una variedad de materiales.

- **Cinta o banda**

Las cintas por lo común son construyen con tela de goma, en respecto a su composición puede variar en el número de capas, anchura, grosor, colores y en las calidades de revestimiento, según la capacidad de carga y producto que vaya a desplazar, se puede adquirir bandas con rayas o marcas las cuales sirve para que el producto no se resbale.

- **Transportadora de rodillos**

Como plantea Mecalux, (2020), este sistema, que está compuesto por cilindros metálicos fijados en la estructura con un eje metálico y dos rodamientos, suelen ser utilizados para el transporte de cajas, envases, sacos; además tienen la capacidad de soportar cargas de mucho peso.



**Figura 40.** *Transportadora de rodillos*

**Fuente:** *Dexve (2021)*

De acuerdo al producto a transportar se establece el diámetro, paso de los rodillos, como sus materiales constructivos y tipo de rodamiento.

Aunque este tipo de transportador está equipado con un transportador de rodillos por gravedad o motorizado, tiene una capacidad máxima de carga por metro lineal, no se pueden incluir en el diseño de la extrusora, dado que al pasar los ladrillos recién moldeados por aquí sufrirán deformaciones por la superficie circular de los cilindros

- **Mesa con superficie de metal lisa.**

El uso de una mesa con una superficie lisa de metal es fundamental en diversas aplicaciones industriales. Esta superficie lisa permite un desplazamiento suave de los materiales, evitando que se adhieran o se deformen durante su manipulación. Además, el metal ofrece durabilidad y resistencia, lo que lo hace ideal para entornos de trabajo exigentes. Ya sea en procesos de corte, ensamblaje o inspección, una mesa con una superficie lisa de metal proporciona una base estable y confiable para llevar a cabo diversas tareas con precisión y eficiencia.



**Figura 41.** Transporte mediante una mesa con superficie lisa

**Fuente:**(Allert, 2015)

- **Transportadora de cadenas**

Los transportadores de cadena según Ultimation, (2018), son transportadores muy robustos y duraderos para transportar productos a lo largo de la línea de producción. Se adecuan para muchos artículos que normalmente no se transportan en transportadores de rodillos. Las aplicaciones típicas son, por tanto, la manipulación de palets, racks, contenedores industriales y cualquier producto con base sólida. Se utilizan en una variedad de entornos industriales y comerciales, incluidos almacenes, plantas automotrices y centros de distribución.



**Figura 42.** Banda transportadora de cadenas

**Fuente:** *Obtenido de CAMFOSS (2021)*

Las bandas transportadoras de cadenas tienen placas laterales y cruzadas, y las combinaciones de altura y grosor son variadas para satisfacer las necesidades de los diferentes clientes. Pueden satisfacer la capacidad de carga de la luz a la pesada. Las bandas laterales de la cadena también se pueden utilizar en las secciones laterales y transversales de la escalera. Debido a su complejidad de su funcionamiento y estructura, no se la puede emplear en el diseño del sistema de transporte del ladrillo moldeado, dado que esta se construirá con una banda que minimice el rozamiento por cizalladura con el fin de evitar a trancones y se deforme el ladrillo.

## 5 Metodología

### 5.1 Tipo y Diseño de Investigación

#### 5.2 Tipo de Investigación

La investigación de este proyecto está enfocada a realizar un estudio y diseño de un sistema de moldeo por extrusión de óptimas características cuantitativas y cualitativas entre ellas.

**Cualitativas.** Es decir, se investigará los elementos mecánicos adecuados que componen una máquina de moldeo de ladrillo de acuerdo a normas de diseño de máquinas, que sea novedoso y que cumpla con los parámetros de diseño.

**Cuantitativas.** El diseño de una máquina de moldeo de ladrillo de arcilla debe tener dimensiones de ancho, alto y profundidad en dependencia de los parámetros del proceso y capacidad requerida.

##### 5.2.1 *Diseño de Investigación*

Investigación Cuasi – Experimental

##### 5.2.2 *Población y Muestra*

No aplica

### 5.3 Materiales

#### 5.3.1 *Materiales de oficina*

A continuación, se enumeran los materiales necesarios para llevar a cabo el proyecto de tesis:

- **Material Bibliográfico:** Tesis, libros de diseño mecánico, artículos científicos y catálogos.
- **Equipos y Software:**
  - Computador.
  - Solidworks (licencia estudiantil).
  - AutoCAD (licencia estudiantil).
  - Mathcad.
  - MDSolids.
  - Paquete de Microsoft Office.

## **5.4 Métodos**

La presente investigación se enfoca en el diseño y la selección de los componentes mecánicos y eléctricos para la máquina extrusora de ladrillo, teniendo en cuenta los requerimientos de funcionamiento, calidad y producción establecidos por parte del usuario y diseñador. Para lograr esto, se ha establecido un método estructurado basado en la metodología propuesta por Ribas (2002), la cual se fundamenta en la metodología alemana VDI 2221. Este enfoque proporciona un conjunto lógico y ordenado de pasos a tener en cuenta en el estudio y diseño de la máquina, a continuación, se detalla el siguiente plan de ejecución:

### **1. Revisión de material bibliográfico:**

Se realizará una investigación bibliográfica para obtener un mejor concepto sobre extrusoras y las normas técnicas que deben cumplir para la realización de este tipo de máquinas.

### **2. Compilación de la información para el desarrollo del proyecto:**

Se realizará la selección y resumen de todo el material bibliográfico para tener una orientación de los temas de mayor importancia del proyecto, incluyendo máquinas extrusoras, metodologías de diseño de máquinas, selección de elementos de máquinas y análisis económico.

### **3. Determinación de las necesidades de producción de la ladrillera:**

Las necesidades de la ladrillera se determinarán mediante un reconocimiento visual de las diferentes áreas de producción y con el apoyo de entrevistas realizadas al productor y al operario encargado en la producción de ladrillo. (Ver Anexo 1)

### **4. Selección del diseño que cumpla con las necesidades:**

Se recopilarán los diferentes sistemas de máquinas extrusoras y mediante una matriz de selección ponderada, se escogerá el modelo que mejor se adapte a las necesidades.

### **5. Indagación de normas y recomendaciones para el diseño:**

Se indagará las normas de diseño de los transportadores de tornillo, de tal forma que el diseño se acoja a las mismas. Además, se realizará una metodología de cálculo para el diseño.

### **6. Dimensionamiento de la máquina extrusora:**

Teniendo en cuenta los requerimientos definidos en las entrevistas, la normativa encontrada y las recomendaciones de diseño, se definirán los rangos predilectos para las

características importantes de la extrusora y se realizará el cálculo de las propiedades de los diferentes componentes como sistemas de la extrusora.

#### **7. Diseño paramétrico de los componentes más críticos:**

Se realizará el diseño paramétrico para el tornillo extrusor, colocando los datos de entrada en el programa Excel para graficar la relación entre el flujo másico de arcilla y el diámetro de eje para diversas presiones de extrusión.

#### **8. Selección de materiales y procesos de manufactura:**

Se seleccionarán los materiales siguiendo las recomendaciones de diseño, especificaciones de ingeniería y entrevistas para obtener un mejor diseño óptimo para su fabricación.

#### **9. Selección de componentes de la máquina:**

Con los cálculos obtenidos se seleccionarán los diferentes tipos de componentes de la máquina como rodamientos, chumaceras, las planchas de la estructura, el eje del tornillo extrusor, etc.

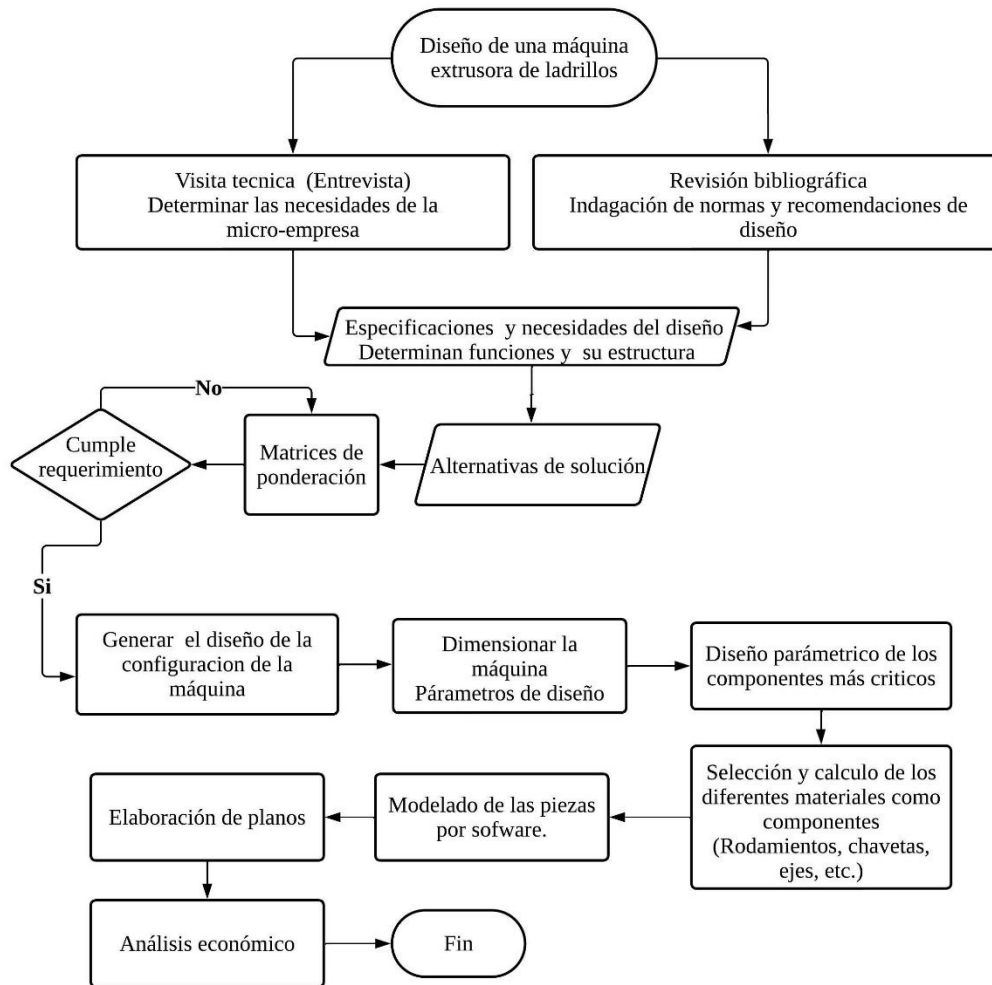
#### **10. Modelado de las piezas en Solidworks:**

Para validar, se realizará una simulación estática utilizando el software Solidworks en donde se determinarán los esfuerzos de Von Mises, la deformación y el factor de seguridad.

#### **11. Análisis económico:**

Se utilizará el método de periodo de recuperación de la inversión (PRI) para evaluar el periodo en años que requerirá el dueño para recuperar el capital invertido en la adquisición de la máquina extrusora de ladrillos.

A sí mismo, se presenta en la Figura 43 el esquema de la metodología de cálculo de la máquina extrusora.



**Figura 43.** Metodología para el diseño de la máquina extrusora

**Fuente:** Autor

## 5.5 Metodología de cálculo de la máquina extrusora

### 5.5.1 Definir el tipo de máquina extrusora

Para la selección del tipo de máquina extrusora se realizará primeramente una entrevista a productor de ladrillo (Ver Anexo 1) con el fin de conocer las necesidades de producción, posterior se selecciona con la ayuda de matrices ponderadas el tipo de máquina, y sistemas de la máquina.

### 5.5.2 Diseño de máquina extrusora de ladrillos

El diseño de la propuesta tecnológica se detalla en este apartado, así como todos los pasos durante el proceso de diseño, iniciando con la forma estructural de la máquina de extrusión, cálculos de los componentes mecánicos, así también los planos de construcción para la máquina extrusora.



### 5.5.3 Sistema de extrusión-Parámetros de diseño

De acuerdo a las necesidades, en este apartado se presenta algunos valores deseados, que pueden ser tanto definitivos para el diseño como también no o que estos cambien, los cuales se sabrá después del proceso iterativo que con lleva el diseño. Entre los parámetros de diseño se debe considerar el método de conformado, porcentaje de agua en función del método de extrusión, las características de la mezcla arcillosa (arcilla, aserrín y agua), como su densidad, volumen del ladrillo a ser fabricado, el tamaño de partículas, el tipo de fluidez, su abrasividad, sin el hecho de que se enlisten valores tan específicos de estas propiedades.

### 5.5.4 Diseño del tornillo extrusor

Para empezar con el cálculo se selecciona de la Tabla 11 y Tabla 12 el nivel de porcentaje de agua y el nivel de presión de acuerdo al sistema de conformado.

#### 5.5.4.1 Flujo volumétrico.

El cálculo del volumen de extrusión requerido lo obtenemos mediante las medidas del ladrillo, tanto de su largo, ancho, alto, y número de ladrillos por hora.

$$V = l * a * h \quad (35)$$

$$\dot{v} = V * U \quad (36)$$

Dónde:

$V$  = volumen de 1 ladrillo

$\dot{v}$ : Volumen de extrusión; ( $m^3$ ).

$l$ : Largo del ladrillo; ( $m$ ).

$a$ : Ancho del ladrillo; ( $m$ ).

$h$ : Altura ladrillo; ( $m$ ).

$U$ : ladrillos por hora

#### 5.5.4.2 Flujo másico

El cálculo del flujo másico lo obtenemos con la multiplicación de la densidad y el flujo volumétrico.

#### 5.5.4.3 Densidad de la mezcla de arcilla.

La densidad promedio de la arcilla se lo obtiene con la siguiente ecuación:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (37)$$

Dónde:

$\rho$ : densidad ; ( $kg/m^3$ )

$m$ : masa: ( $kg$ )

$V$ : volumen del ladrillo ; ( $m^3$ )

Reemplazando los valores anteriores en la siguiente ecuación se encuentra el flujo volumétrico.

$$\dot{m} = \rho_{arcilla} * \dot{v} \quad (38)$$

### 5.5.5 Diseño de la geometría del tornillo extrusor

Como se ha indicado anteriormente para el diseño de extrusoras los cálculos de la tasa, el flujo de rotación y el flujo de presión deben realizarse al inicio de cada proyecto de resolución de problemas, para lo cual se encuentra dos parámetros muy importantes de la extrusora el primer parámetro es un aproximado diámetro del tornillo usando la ecuación que se presenta a continuación la cual relaciona el área de relleno del canalón, la velocidad de desplazamiento del transportador y por último el flujo del material a transportar, el segundo parámetro importante al momento de extruir es la velocidad la cual depende del material y del diámetro del tornillo.

$$D_b = \sqrt[3]{\frac{240 * \dot{m}}{3600 * \lambda * \pi * \rho * n * i}} \quad (39)$$

Donde:

$\dot{m}$  = Flujo másico

$\lambda$  = coeficiente de relleno de la sección

$i$  = coeficiente de disminución debido a la inclinación

$n$  = velocidad de giro en rpm

$\rho$  = densidad del material

En la siguiente tabla se indica el valor de  $\lambda$  en función del tipo de carga a transportar.

**Tabla 16.** Coeficiente de relleno  $\lambda$

Tipo de carga	Coeficiente de relleno $\lambda$
Pesada y abrasiva	0.125
Pesada y poco abrasiva	0.25
Ligera y poco abrasiva	0.32
Ligera y no abrasiva	0.4

Fuente:(Ingemecánica, 2019)

En la siguiente tabla se indica el valor de  $i$  de acuerdo al grado de inclinación

**Tabla 17.** *Coefficiente de disminución debido a la inclinación*

<b>Inclinación del canalón</b>	<b>0°</b>	<b>5°</b>	<b>10°</b>	<b>15°</b>	<b>20°</b>
<b>i</b>	1	0.9	0.8	0.7	0.6

**Fuente:** *(Ingemecánica, 2019)*

#### **5.5.5.1 Cálculo de la longitud del tornillo extrusor**

La longitud del tornillo extrusor es muy importante, dado que, está relacionado con el desempeño productivo, homogeneización del material y costo de la máquina. Además, se tomó en cuenta la relación entre longitud y diámetro ( $L/D_b$ ), que son características principales en el diseño de máquinas extrusoras, la relación recomendable estandarizada es de 4 a 8. (Campbell & Spalding, 2013)

$$L = 5 * D_b \quad (40)$$

Donde:

$L$ : Longitud del tornillo extrusor (m).

$D_b$ : Diámetro del tornillo (m).

#### **5.5.5.2 Paso**

En general, la dimensión para el paso de los transportadores de tornillo suele estar comprendida entre 0.5 y 1 veces la medida del diámetro del mismo, siendo mayor cuanto más ligera sea la carga que se vaya a transportar con el tornillo.

$$p = 0.8 * D_b \quad (41)$$

#### **5.5.5.3 Ancho del filete**

De acuerdo a Zambrano et al., (2017), plantea, para la determinación del ancho del filete se toma en cuenta la relación de un rango entre 0.06D hasta 0.12D que se encuentra presente en el diseño de máquinas de extrusión.

$$e = 0.06 * D_b \quad (42)$$

Dónde:

$e$ : Ancho del filete (m).

$D_b$ : Diámetro del tornillo (m).

#### **5.5.5.1 Cálculo del número de filetes del tornillo**

El número de filetes se calculó mediante la relación entre la longitud del tornillo extrusor y el paso del tornillo.

$$\#Filetes = \frac{L}{p} \quad (43)$$

Donde:

$L$ : Longitud del tornillo (m).

$p$ : Paso (m).

### 5.5.5.2 Tolerancia del tornillo extrusor

La medida de la tolerancia del tornillo en las máquinas extrusoras se presenta entre la cresta del filete del tornillo extrusor y la superficie interior del cilindro, si la distancia de separación es grande el material se mezcla con mayor efectividad, pero disminuye el avance del mismo.

La tolerancia del tornillo extrusor se obtiene con la siguiente ecuación:

$$\delta = 0.03 * D_b \quad (44)$$

Donde:

$\delta$ : Tolerancia del tornillo extrusor (m).

$D_b$ : Diámetro del tornillo (m).

### 5.5.5.3 Longitud de la zona de extrusión

La longitud  $L_T$  es la longitud de la zona de trabajo que está completamente encerrada por el cilindro, en el diseño en cuestión, se considera el número de filetes y se establece una longitud de 2 pasos de filetes para la boca de la tolva. Esta medida se correlaciona con el diseño de la tolva, en el que la longitud debe ser 1.5 veces el diámetro del cilindro, para lo cual se aplicará la siguiente ecuación. (Campbell & Spalding, 2013)

$$L_T = (\#Filetes - 2) * p \quad (45)$$

### 5.5.6 Flujo en extrusor de tornillo sinfín

Para determinar las dimensiones que el tornillo sinfín debe tener, se emplearon las ecuaciones para tornillos de extrusión (Campbell & Spalding, 2013). Durante el proceso de extrusión el flujo total se compone esencialmente de dos tipos de flujo: el flujo rotacional y el flujo de presión. De esta manera el flujo total se puede hallar con las siguientes ecuaciones.

Los parámetros geométricos se agrupan en dos partes: las que corresponden a la hélice y son designados con (b) y las que corresponden al eje y se designan con (c).

$$\theta_b = \tan^{-1} \left( \frac{p}{\pi * D_b} \right) \quad (46)$$

$$W_b = \left(\frac{p}{p_i}\right) \cos(\theta_b) - e \quad (47)$$

Donde:

$D_b$  : Diámetro del tornillo (mm)

$p$  : Paso del tornillo (mm)

$\theta_b$ : Ángulo externo de la hélice (°)

$p_i$  : Número de aletas del tornillo sinfín (adim)

$W_b$  : Ancho del canal para la hélice (mm)

**Para el eje se tiene las ecuaciones:**

$$\theta_c = \tan^{-1}\left(\frac{p}{\pi D_c}\right) \quad (48)$$

$$W_c = \left(\frac{p}{p_i}\right) \cos(\theta_c) - e \quad (49)$$

$$W = \frac{W_b + W_c}{2} \quad (50)$$

Donde:

$D_c$  : Diámetro del eje (mm)

$\theta_c$ : Ángulo externo del eje (°)

$W_c$  : Ancho del canal para el eje (mm)

$e_c$  : Espesor del filete para el eje (mm)

$b_c$ : Ancho del filete para el eje (mm)

$$z(r) = \frac{L_T}{\sin(\theta_{(r)})} \quad (51)$$

$$V_{bz} = \pi n D_b \cos(\theta_b) \quad (52)$$

$$V_{cz} = \pi n D_b \cos(\theta_c) \quad (53)$$

Donde:

$z(r)$  : Longitud helicoidal total de la sección de medición (mm)

$n$ : Velocidad de rotación del tornillo (rpm)

$V_{bz}$ : Componente z de la velocidad del vuelo del tornillo (mm/s)

$V_{cz}$ : Componente z de la velocidad del eje del tornillo (mm/s)

$$Q_{md} = \frac{\rho_m V_{bz} W H F_d}{2} \quad (54)$$

$$F_d = \frac{16W}{\pi^3 H} \sum_{i=1,3,4..}^{\infty} \frac{1}{i^3} \tanh\left(\frac{\pi H}{2W}\right) \quad (55)$$

Donde:

$Q_{md}$ : Caudal de masa rotacional (kg/s)

$\rho_m$ : Densidad del material a transportar (kg/m<sup>3</sup>)

$H$ : Altura del ala del tornillo (mm)

$F_d$ : Factor de forma para flujo rotacional (adim.)

$$Q_{mp} = \frac{\rho_m W H^3 F_p}{12\eta} \left[ \frac{\partial P}{\partial z} \right] \quad (56)$$

$$F_p = 1 - \frac{192H}{\pi^5 W} \sum_{i=1,3,4..}^{\infty} \frac{1}{i^5} \tanh\left(\frac{\pi W}{2H}\right) \quad (57)$$

Donde:

$Q_{mp}$ : Caudal másico inducido por presión (kg/s)

$\eta$ : Viscosidad de corte promedio del fluido en el canal (Pa.s)

$\frac{\partial P}{\partial z}$ : Gradiente de presión en la dirección z (MPa/m)

$F_p$ : Factor de forma para flujo rotacional (adim.)

$$Q_m = Q_{md} - Q_{mp} \quad (58)$$

$$Q_m = \frac{\rho_m V_{bz} W H F_d}{2} - \frac{\rho_m W H^3 F_p}{12\eta} \left[ \frac{\partial P}{\partial z} \right] \quad (59)$$

Donde:

$Q_m$ : Caudal másico total (kg/s)

### 5.5.7 Geometría de la hélice

De acuerdo con los resultados del cálculo, las dimensiones de la hélice se calculan con ayuda del diámetro externo del tornillo y el diámetro del eje y el paso:

$$A = \frac{\Phi_{exterior} - \Phi_{interior}}{2} \quad (60)$$

$$L_E = \sqrt{(\Phi_{exterior})^2 * (\pi)^2 + (P)^2} \quad (61)$$

$$L_I = \sqrt{(\Phi_{interior})^2 * (\pi)^2 + (P)^2} \quad (62)$$

$$r = \frac{A * L_I}{L_E - L_I} \quad (63)$$

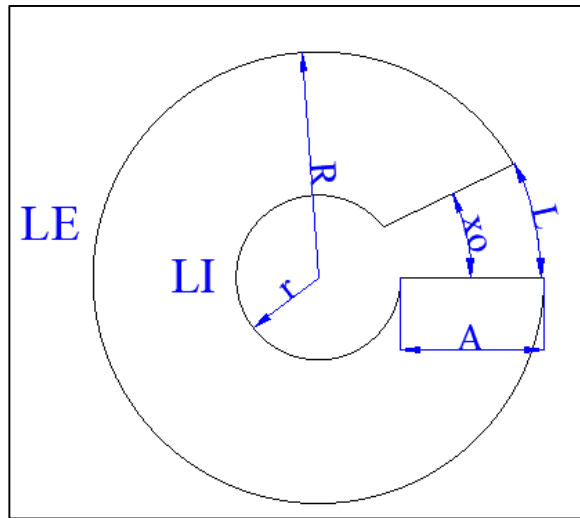
$$R = r + A \quad (64)$$

$$\Delta = 2\pi * R \quad (65)$$

$$\beta = \frac{L_E * 360^\circ}{\Delta} \quad (66)$$

$$X = 360^\circ - \beta \quad (67)$$

$$L = \Delta - L_E \quad (68)$$



**Figura 44.** Geometría de la hélice.

**Fuente:** Autor

### 5.5.8 Potencia para el proceso de extrusión

Para el cálculo de potencia se utilizará la metodología de Martín donde la potencia requerida es la suma de la potencia de compresión más la potencia necesaria para vencer la fricción y la potencia necesaria para mover el material dentro del transportador a la capacidad especificada multiplicada por el factor de sobrecarga Fo y dividido entre la eficiencia total de la transmisión (e):

#### 5.5.8.1 Potencia para la compresión(Pc)

Para calcularla potencia de compresión se necesita calcular la velocidad de avance, por lo que se calculara la velocidad de salida de 1 ladrillo.

Para el cálculo de la fuerza axial que se ejerce sobre el husillo, hay que tener en cuenta la superficie de la sección transversal del husillo y la presión del material en la parte delantera, la cual será la presión máxima de trabajo en el husillo.(Savgorodny, 1978)

$$P_c = F_x * v \quad (69)$$

$$F_x = P * A * (1 - u^2) \quad (70)$$

$$u = \frac{D_c}{D_b} \quad (71)$$

Donde:

$F_x$  = Fuerza ejercida por el tornillo para realizar la compresión (N)

$v = \text{Velocidad de avance del tornillo } \left(\frac{m}{s}\right)$

$A = \text{Área transversal del tornillo } (m^2)$

$P = \text{Presión de compresión recomendado para el material } \left(\frac{N}{m^2}\right)$

$u = \text{Relación existe entre los diámetros del tornillo}$

#### Velocidad de avance

$$v = \frac{l}{T} \quad (72)$$

Donde:

$l = \text{Largo del ladrillo } (m)$

$T = \text{Tiempo que tarda en moldearse 1 ladrillo } (s)$

#### 5.5.8.2 Potencia para mover el transportador vacío

Para realizar se apoyará en la siguiente expresión:

$$P_v = \frac{L * n * F_b * F_d}{1000000} [Hp] \quad (73)$$

Donde:

$L = \text{Longitud del transportador en pies}$

$n = \text{Velocidad de operación de la máquina en rpm}$

$F_b = \text{Factor del buje para colgate. (cuando se requiera)(tabla)}$

$F_d = \text{Factor del diámetro del tornillo. (tabla)}$

**Tabla 18.** Factor de diámetro

Diámetro del Helicoidal (Pulgadas)	Factor Fd	Diámetro del Helicoidal (Pulgadas)	Factor Fd
4	120	14	780
6	180	16	1.060
9	310	18	1.350
10	370	20	1.650
12	550	24	2.350
		30	3.000

Fuente:(Martinsprocket, n.d.)

#### 5.5.8.3 Potencia de elevación

En este caso no existe, dado que, la extrusora funcionará en un plano sin inclinación.

$$P_{ST} = 0$$



### 5.5.8.4 Potencia para mover el material

$$P_n = \frac{C * L_z * \rho_m * F_f * F_m * F_P}{1000000} \quad (74)$$

Donde:

$$C = \text{Capacidad} \left( \frac{ft}{h} \right)$$

$L_z$  = Longitud de la zona del transportador(ft)

$\rho_m$  = Densidad del material a transportar(kg/m<sup>3</sup>)

$F_f$  = Factor helicoidal(tabla)

$F_m$  = Factor de material(tabla)

$F_P$  = Factor de paleta(cuando se requiera)

Donde:

**Tabla 19.** Factor helicoidal

Tipo de Helicoidal	$(F_f)$ Factor por porcentaje de carga de transportador			
	15%	30%	45%	95%
Estándar	1.0	1.0	1.0	1.0
Helicoidal con Corte	1.10	1.15	1.20	1.3
Con Corte y Doblez	N.R.	1.50	1.70	2.20
Helicoidal de Listón	1.05	1.14	1.20	-
No recomendada				

Fuente:(Martinsprocket, n.d.)

**Tabla 20.** Factor de material

Material	Peso Lb por pie cúbico	Código de material	Selección de rodamiento intermedio	Serie de componente	$(F_m)$ Factor de material	Carga de artesa
Ácido Adíptico	45	A 100-35	S	2	0.5	30A
Ácido Bórico, Fino	55	86-25T	H	3	0.8	30A
Ácido Oxálico	60	86-3505	L-S	1	1	30A
Ácido Salicílico	29	86-37U	H	3	0.6	15
Alfalfa	14-22	86-45WY	H	2	0.6	30A
Alfalfa(pellet)	41-43	C112-25	H	2	0.5	45
Alfalfa, semilla	10-15	86-15N	L-S-8	1	0.4	45
Algarroba	48	86-16N	L-S-8	1	0.4	308
Algodón, semilla prensada, pasta	40-45	C1/2-45HW	L-S	1	1	30A
Algodón, semilla prensada, trozos	40-45	07-45HW	L-S	2	1	30A
Algodón, semilla seca, desfibrada	22-40	C112-25X	L-S	1	0.6	45

Algodón. semilla seca. No desfibrada	18-25	C1/2- 45XY	L-S	1	0.9	30A
Algodón, semilla. cascarillas	12	86-35Y	L-S	1	0.9	30A
Algodón, semilla, en harina, extraída	35-40	86-45HW	L-S	1	0.5	30A
Algodón, semilla, en harina, torta	25-30	86-45HW	L-S	3	0.5	30A
Algodón, semilla, hojuelas	20-25	C112- 35HWY	L-S	1	0.8	30A
Arcilla calcárea	80	DX-36	H	2	1.6	30B
Arcilla calcinada	800- 100	B6-36	H	3	2.4	30B
Arcilla cerámica, seca. Fina	60-80	A100-35P	L-S-B	1	1.5	30A
Arcilla para tabiques,seca, fina	100- 120	C1/2-36	H	3	2	30B
Arcilla seca, en trozos	60-75	D3-35	H	2	1.8	30A

Fuente:(Martinsprocket, n.d.)

Donde la potencia total requerida es:

**Potencia total**

$$P_{total} = \frac{(P_c + P_v + P_n + P_{ST})F_0}{e} \quad (75)$$

Donde:

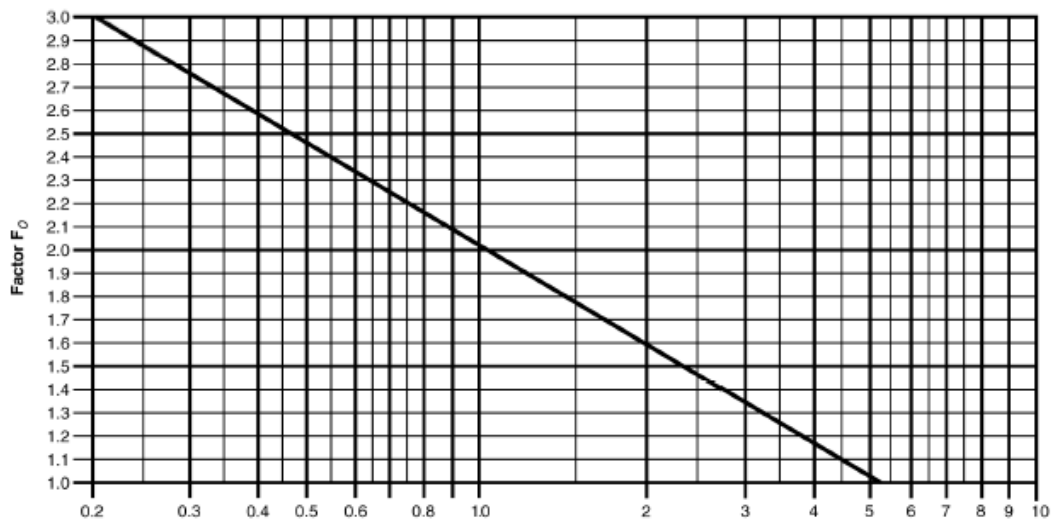
$F_0 =$  Factor de sobrecarga

$e =$  Eficiencia de la transmisión

Para encontrar el factor de sobrecarga de la Tabla 21, se debe ingresar por el eje x con la suma de las potencias hasta intersecar con la línea diagonal. Posteriormente, se traza en este punto una línea perpendicular a la línea vertical, lo que permite encontrar el factor de sobrecarga.

Para casos donde la potencia sea mayor a 5.2 HP el factor de sobrecarga será 1.

**Tabla 21. Factor de sobrecarga  $F_0$**



Fuente:(Martinsprocket, n.d.)

De acuerdo al tipo de transmisión a utilizar se escoge el factor de eficiencia de la Tabla 22.

**Tabla 22. Factor de eficiencia.**

Factor de eficiencia (e) de las transmisiones			
Transmisión para transportador helicoidal o montado en eje con transmisión de bandas en "V"	Reductor de engranes helicoidales con transmisión de bandas en V y Cople	Motorreductor con Cople	Motorreductor con transmisión de cadena
0.88	0.87	0.95	0.87

Fuente:(Martinsprocket, n.d.)

### 5.5.9 Diseño del cilindro

Para el diseño del cilindro se tomó en cuenta el diámetro y la tolerancia del tornillo extrusor.

#### 5.5.9.1 Cálculo del radio interior del cilindro

De acuerdo a Paül & Israel, (2019) el radio interno interior del cilindro se calcula con la siguiente ecuación:

$$r_{ic} = \frac{D_b}{2} \tag{76}$$

Donde:

$r_{ic}$ : Radio interior del cilindro (m).

$D_b$ : Diámetro del tornillo (m).

### 5.5.9.2 Cálculo del espesor del cilindro.

Para el cálculo del espesor se consideró al recipiente de pared delgada siempre y cuando como menciona Hibbeler, (2011) pared delgada se refiere a que el recipiente tiene una relación del radio interior sobre el grosor de la pared de 10 o más ( $\frac{r}{t} \geq 10$ ). En específico, cuando  $r > t = 10$ , los resultados de un análisis de pared delgada predicen un esfuerzo que es aproximadamente cuatro por ciento menor que el esfuerzo máximo real en el recipiente. Para relaciones  $r > t$  mayores, este error será aún menor. (p.405)

En donde el autor indica que el esfuerzo anular o circunferencial es dos veces mayor que el esfuerzo longitudinal o axial. En consecuencia, cuando se fabrican recipientes cilíndricos a presión a partir de placas laminadas, las juntas longitudinales deben estar diseñadas para soportar el doble del esfuerzo que las juntas circunferenciales.

Por tal motivo se calcula el esfuerzo, el cual es el más crítico para diseñar el recipiente, para lo cual se usa la ecuación siguiente:

$$\sigma_1 = \frac{P * r}{t} \quad (77)$$

Donde:

$P =$  Presión interna(MPa)

$r =$  Radio interior del cilindro(m)

$t =$  Grosor de la pared ( $\frac{r}{t} \geq 10$ )

### 5.5.9.3 Cálculo del radio exterior del cilindro

Para realizar el cálculo del radio exterior del cilindro se empleó el espesor de la lámina, que por consiguiente es el espesor del cilindro.

$$r_{oc} = r_{ic} + t_c \quad (78)$$

Dónde:

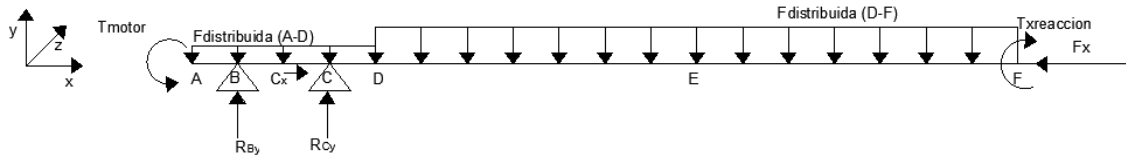
$r_{oc}$  Radio exterior del cilindro(m).

$r_{ic}$ : Radio interior del cilindro (m).

$t_c$ : Espesor de la lámina (m).

### 5.5.10 Diseño del husillo

Para diseñar el eje del tornillo de extrusión esto se hace mediante un análisis estático y dinámico, donde el análisis estático considera las cargas que son de compresión, flexión y torsión y que conjuntamente con la ayuda del Manual de Diseño Mecánico de Joseph Shigley, se procederá al análisis:



**Figura 45.** Cargas y reacciones sobre el tornillo de extrusión.

### 5.5.10.1 Diseño estático por esfuerzos

Como se aprecia en la Figura 45, el tornillo presenta las siguientes cargas:

$F_x$  = Fuerza de compresión debida al proceso de compresión

$T_{motor}$  = Torque ejercido por el motor

$F_{distribuida(D-F)}$

= Peso de la masa de arcilla, peso de las hélices del tornillo y peso del eje

$F_{distribuida(A-D)}$  = Peso del eje (diferente diámetro)

#### Reacciones:

$R_{by}$  = Reacción en el apoyo B

$R_{cy}$  = Reacción en la dirección y en el apoyo C

$R_{cx}$  = Reacción en la dirección x en el apoyo C

$T_{xreaccion}$  = Reacción del torque del motor

### 5.5.10.2 Cargas sobre el eje

- **Masa de arcilla**

Para el cálculo del peso que ejerce la masa de arcilla sobre el extrusor se determina el volumen de arcilla que soporta el eje:

$$V_{arcilla} = \frac{\pi * r^2 * L_z}{2} \quad (79)$$

Donde:

$V_{arcilla}$  = Volumen de arcilla(m<sup>3</sup>)

$r$ : Radio del eje (m)

$L_z$  = Longitud del tornillo que esta en contacto con la arcilla(m)

Seguidamente, se determina la masa con la ecuación siguiente

$$m_{arcilla} = V_{arcilla} * \rho$$

- **Carga distribuida sobre el eje**

Se encuentra mediante el peso de la arcilla que pasa dentro del cilindro del área del tornillo extrusor:

$$F_{arcilla} = \frac{m_{arcilla} * g}{L_z} \quad (80)$$

Donde:

$m_{arcilla}$  = Masa de arcilla(kg)

$g$  = Gravedad

$L_z$  = Longitud del tornillo que esta en contacto con la arcilla(m)

- **Peso de las hélices**

Para el cálculo del peso de las hélices se ayuda del programa Solidworks para encontrar el área para luego multiplicar con su espesor, número de hélices, densidad y gravedad para encontrar de esta manera el peso de estas.

Y conforme a la ecuación (81) se determina el volumen:

$$V_{hélices} = A_{hélice} * e * n_{hélices} \quad (81)$$

Donde:

$V_{hélice}$  = Volumen de la hélice(m<sup>3</sup>)

$A_{hélice}$  = Área de hélice(m<sup>2</sup>)

$n_{hélices}$  = Número de hélices

$e$  = Espesor(m)

Determinando el área se encontrará la fuerza que ejerce con la ecuación:

$$F_{hélice} = \frac{V_{hélice} * \rho_{hélice} * g}{L_z} \quad (82)$$

Donde:

$F_{hélice}$  = Fuerza que ejercen las hélices(N/m)

$V_{hélice}$  = Volumen de la hélice(m<sup>3</sup>)

$\rho_{hélice}$  = Densidad del material ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$g$  = Gravedad ( $\frac{m}{s^2}$ )

$L_z$  = Longitud del tornillo que esta en contacto con la arcilla(m)

- **Peso del eje sin fin**

Para la densidad del acero y el volumen del eje se calculará el eje:

$$W = \rho_{acero} * V_E * g \quad (83)$$

Donde:

$\rho_{acero}$  : Densidad del acero (kg/m<sup>3</sup>)

$V_E$  : Volumen (m<sup>3</sup>)

$W$  : Peso del eje sin fin ( $N$ )

- **Fuerza distribuida**

$$F_{distribuida(c-F)} = F_{arcilla} + F_{hélice} + W_{eje(c-F)} \quad (84)$$

De acuerdo al diagrama de cuerpo libre de la Figura 45 se obtiene las reacciones, con las cuales se establecerá el diagrama de momentos flectores.

El torque que actúa a todo lo largo del husillo se calcula en base a la ecuación siguiente:

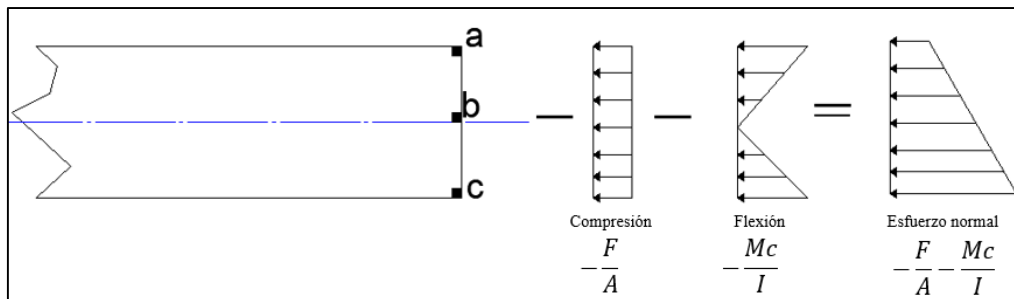
$$T_x = \frac{Pot}{N} \quad (85)$$

Donde:

$Pot$  = Potencia transmitida al husillo

$N$  = Velocidad angular

Por lo que el esfuerzo máximo producto del momento flector y la fuerza de compresión se obtiene mediante la siguiente ecuación como se aprecia en la Figura 46.



**Figura 46. Esfuerzos normales**

*Fuente: Autor*

$$\sigma_{max} = -\sigma_{xmomentoflector} - \sigma_{xfuerzadecompression} \quad (86)$$

$$\sigma_{max} = -\frac{Mc}{I} - \frac{Fx}{A} = -\frac{32M}{\pi * d^3} - \frac{4 * Fx}{\pi * d^2} \quad (87)$$

### 5.5.10.3 Momento de inercia para un eje circular macizo.

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (88)$$

Donde:

$M$  = Momento flector máximo ( $Nm$ )

$I$ : Momento de inercia de la sección con respecto al eje neutro ( $m^4$ )

$d$ : Diámetro del eje ( $m$ )

$A$ : Área transversal del husillo ( $m^2$ )

$Fx$ : Fuerza aplicada en el área trasnversal del husillo ( $N$ )

### ➤ Esfuerzos cortantes

Formulación para el cálculo del esfuerzo cortante máximo por torsión:

$$\tau_{max} = \frac{T(x) * r}{J} = \frac{16 * T(x)}{\pi * d^3} \quad (89)$$

$$J = \frac{\pi * d^4}{32} \quad (90)$$

Donde:

$\tau_{max}$  = Esfuerzo cortante máximo(N)

$T(x)$  = Par torsor máximo(Nm)

$r$  = Radio del eje(m)

$J$  = Momento polar de inercia

$d$ : Diámetro del eje(m)

#### 5.5.10.4 Tercera teoría de distorsión (Von Misses)

Al ser esfuerzos combinados (torsión y flexión) se empleará la ecuación de Von Misses, Shigley - R. Budynas, (2008,p.210) para calcular el esfuerzo equivalente en el punto crítico.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 * \tau_{max}^2} \quad (91)$$

Obtenidos todos los esfuerzos, se procederá a determinar el factor de seguridad, el cual debe ser mayor a 1.25 para asegurar que el eje no se dañe durante el proceso.

#### 5.5.10.5 Cálculo de factor de seguridad estático.

Donde el esfuerzo equivalente debe ser menor o igual a la tensión admisible como se aprecia en la ecuación:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{admissible} \quad (92)$$

La tensión admisible depende de las propiedades del material y del criterio del diseñador (coeficiente de seguridad) como se aprecia en la ecuación.

$$\sigma_{admissible} = \frac{\sigma_{lim}}{n} \quad (93)$$

Teniendo en cuenta esto, se reemplaza la ecuación (93) en (92) se tiene:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_{lim}}{n} \quad (94)$$

Por lo cual despejando el coeficiente de seguridad el cual lo define el diseñador se obtiene:

$$n \leq \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{eq}} \quad (95)$$



Teniendo en cuenta esto se tiene la siguiente desigualdad donde el coeficiente de seguridad que fija el diseñador debe ser menor o igual al coeficiente de seguridad de trabajo, como se aprecia en la siguiente ecuación:

$$n \leq n_{trabajo} \quad (96)$$

Para determinar el coeficiente de seguridad ( $n$ ) se aplica el método de Pugsley, empleando la siguiente ecuación:

$$n = n_{sx} * n_{sy} \quad (97)$$

Donde:

$n_{sx}$  = Factor de seguridad que involucra características A, B y C

A = Calidad de los materiales, destreza, mantenimiento e inspección

B = Control sobre la carga aplicada a la parte

C = Exactitud del análisis del esfuerzo, información experimental o experiencia con dispositivos similares

$n_{sy}$  = Factor de seguridad que involucra características D y E

D = Peligro para el personal

E = Impacto económico

Para determinar el factor  $n_{sx}$  en relación, a las características A, B y C, se utiliza la Tabla 23.

**Tabla 23.** Características del factor de seguridad

Características		B				
		mb	b	r	p	
A = mb	C=	m	1.1	1.3	1.5	1.7
		b	1.2	1.45	1.7	1.95
		r	1.3	1.6	1.9	2.2
		p	1.4	1.75	2.1	2.45
A = b	C=	m	1.3	1.55	1.8	2.05
		b	1.5	1.75	2.05	2.35
		r	1.6	1.95	2.3	2.65
		p	1.8	2.15	2.55	2.95
A=r	C=	m	1.5	1.8	2.1	2.4
		b	1.7	2.05	2.4	2.75
		r	1.9	2.3	2.7	3.1
		p	2.1	2.55	3	3.45
A=p	C=	m	1.7	2.15	2.4	2.75
		b	2	2.35	2.75	3.45
		r	2.2	2.65	3.1	3.55
		p	2.5	2.95	3.45	3.95

Fuente:(Hamrock et al., 2000)

Donde: mb = muy bien, b = bien, r = regular y p = pobre

Para determinar el factor  $n_{sy}$  en relación a las características A, B y C, se utiliza la Tabla 24.

**Tabla 24.** Características del factor de seguridad  $n_{sy}$

Características	D=			
	ns	s	ms	
E=	ns	1	1.2	1.4
	s	1	1.3	1.5
	ms	1.2	1.4	1.6

**Fuente:** (Hamrock et al., 2000)

Dónde: ms=muy serio, s=serio, ns=no serio

### 5.5.11 Diseño de eje por fatiga

Con respecto al cálculo de diseño de eje por fatiga, se tomó del libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley – 8va edición”, donde tenemos lo siguiente:

#### 5.5.11.1 Resistencia a la fatiga corregida

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad (98)$$

Donde:

$k_a$  : Factor de modificación de la condición superficial (adim.)

$k_b$  : Factor de modificación del tamaño (adim.)

$k_c$  : Factor de modificación de la carga (adim.)

$k_d$  : Factor de modificación de la temperatura (adim.)

$k_e$  : Factor de confiabilidad (adim)

$k_f$  : Factor de concentración de esfuerzos (adim.)

$S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (MPa)

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso (MPa)

El límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria para aceros de alta resistencia se obtiene con la ecuación siguiente:

$$S'_e = 0.5(S_{ut}) \rightarrow S_{ut} \leq 1400\text{MPa} \quad (99)$$

#### a. Factor de modificación de la condición superficial

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (100)$$

Donde:

$k_a$  = Factor de modificación de la condición superficial

$a$  = Factor (MPa)

$b$  = Exponente(adim)

$S_{ut}$  = Resistencia a rotura en tracción (MPa)

**b. Factor de modificación del tamaño**

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo que:

$$k_b = 1.51 * d^{-0.157} \rightarrow 51 < d \leq 254mm \quad (101)$$

**c. Factor de carga**

$$k_c = \begin{cases} 1 \text{ flexión} \\ 0.85 \text{ axial} \\ 0.59 \text{ torsión} \end{cases}$$

Donde:

$k_c$  = Factor de carga

**d. Factor de temperatura**

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (102)$$

Donde:

$K_D$ : Factor de temperatura

$\frac{S_T}{S_{RT}}$ : Constante (adim)

**e. Factor de confiabilidad**

$$k_e = 1 - 0.08 z_a \quad (103)$$

Donde:

$k_e$ : Factor de confiabilidad

$z_a$ : Variación de transformación (adim)

**f. Factor de concentración de esfuerzos a fatiga.**

El factor de concentración de esfuerzos reducido a fatiga se obtiene mediante las siguientes ecuaciones:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (104)$$

Donde:

$q$  = Sensibilidad de la ranura o muesca

$k_t$  = Factor teórico de concentración de esfuerzos

**g. Sensibilidad de la muesca.**

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_1}}{\sqrt{r_m}}} \quad (105)$$

Donde:

$a_1 = \text{Constante de Neuber(in)}$

$r_m = \text{Radio de la muesca(in)}$

#### **h. Factor de concentración de esfuerzos a fatiga.**

Reemplazando el  $S_{ut}$  en la ecuación (106) se obtiene el valor de a:

$$\sqrt{a_1} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.266978(10^{-7})S_{ut}^3 \quad (106)$$

Donde el factor teórico de concentración de esfuerzos es:

$$\frac{D_c}{d} \quad (107)$$

$$\frac{r_m}{d} \quad (108)$$

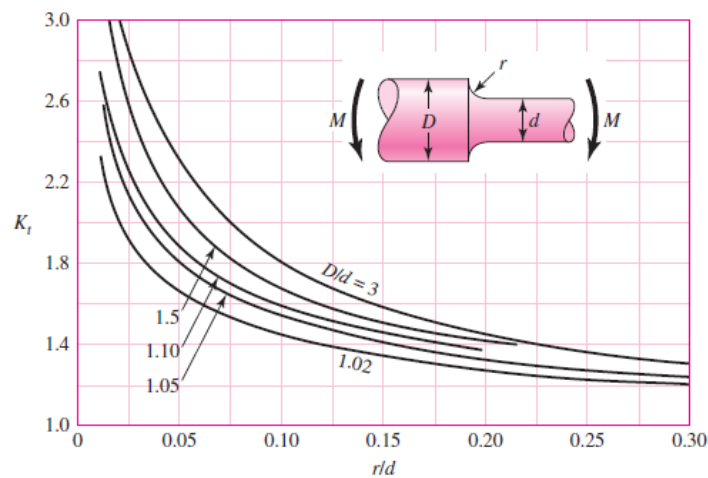
Donde:

$D_c = \text{Diámetro mayor}$

$d = \text{Diámetro menor}$

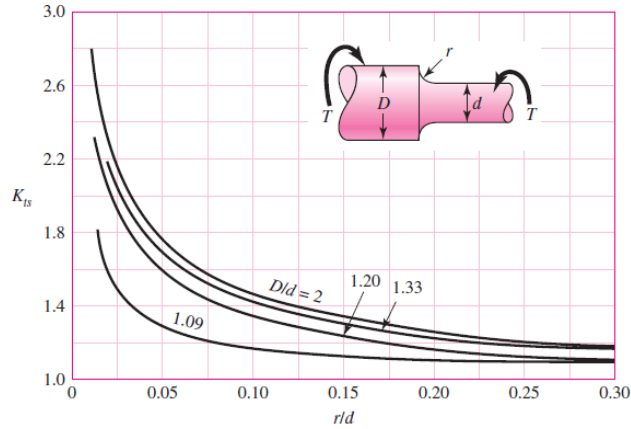
$r_m = \text{Radio de la muesca}$

Donde ingresando con los valores en la Figura 47 y Figura 48, se encontrara el factor  $k_t$  y el factor  $k_{tS}$ .



**Figura 47.** Eje redondo con filete en el hombro en flexión.

**Fuente:**(Shigley - R. Budynas, 2008)



**Figura 48.** Eje redondo con filete en el hombro en torsión

**Fuente:** (Shigley - R. Budynas, 2008)

**Factor de concentración de esfuerzos por fatiga debido a una carga cortante**

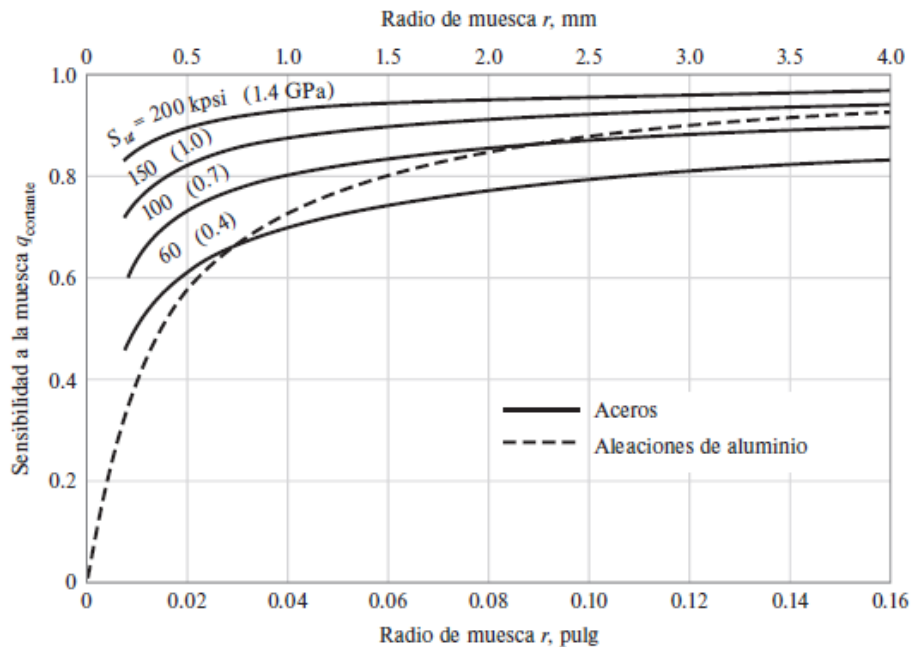
$$k_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) \tag{109}$$

Donde:

$q_{cortante}$  = Sensibilidad a la muesca cortante

$k_{ts}$  = Factor de concentración para cargas cortantes.

Para lo cual la sensibilidad de la muesca se selecciona de la Figura 49.



**Figura 49.** Sensibilidad a la muesca con una función del radio para varios materiales y tipos de carga.

**Fuente:** (Budynas & Nisbett, 2008)

### Criterio de falla de la ASME elíptica

$$\sigma_a = k_f * \left( \frac{M_a * r_{eje}}{I} \right) \quad (110)$$

$$\sigma_m = k_f * \left( \frac{M_m * r_{eje}}{I} \right) \quad (111)$$

$$\tau_a = k_{fs} * \left( \frac{T_a * r_{eje}}{J} \right) \quad (112)$$

$$\tau_m = k_{fs} * \left( \frac{T_m * r_{eje}}{J} \right) \quad (113)$$

$$\acute{\sigma}_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 * \tau_a^2} \quad (114)$$

$$\acute{\sigma}_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 * \tau_m^2} \quad (115)$$

### ASME-elíptica

$$\left( \frac{n * \acute{\sigma}_a}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{n * \acute{\sigma}_m}{S_y} \right)^2 = 1 \quad (116)$$

Donde:

$n$  : Factor de seguridad

$S_e$  : Resistencia a la fatiga corregido (MPa)

$S_y$  : Límite de elasticidad (MPa)

#### 5.5.12 Diseño de la boquilla de extrusión

Para el cálculo de la boquilla de extrusión se tomó en cuenta el área del cilindro y las medidas del ladrillo a obtener.

Al reemplazar la ecuación 29 en la ecuación 27 y al despejar la longitud se tiene la siguiente ecuación:

$$L = \frac{w * h^3 * \Delta P}{12 * \dot{v} * \eta} \quad (117)$$

##### 5.5.12.1 Reducción del área

Es un parámetro fundamental que permite obtener el área final del proceso de extrusión, el área final está dada por la medida del largo y alto del ladrillo.

$$\text{Reducción de área} = \frac{\pi * r_{oc}^2}{a * h} \quad (118)$$

Donde:

$r_{oc}$ : Radio exterior del cilindro; (m).

$a$ : Largo de ladrillo; (m).

$h$ : Alto del ladrillo; (m).

### 5.5.12.2 Ángulo de la boquilla

De acuerdo a Paül & Israel, (2019) el Ángulo de la boquilla viene relacionado con el largo del ladrillo.

Dónde:

$$\alpha = \text{tang}^{-1} \left( \frac{\pi * r_{oc}^2 - l * h}{2 * L_b} \right) \quad (119)$$

Donde:

$\alpha$  : Ángulo de la boquilla.

$r_{oc}$ : Radio exterior del cilindro; (m).

$l$ : Largo del ladrillo; (m).

$h$ : Alto de ladrillo; (m).

$L_b$ : Longitud de la boquilla; (m).

### 5.5.13 Diseño de sistema de transmisión de potencia

#### 5.5.13.1 Mecanismo de reducción de velocidad

Para el seleccionamiento de la caja reductora de velocidad se seguirá la metodología propuesta por Rossi para reductores a engranajes, la cual se detalla a continuación.

##### 1) Calcular la potencia efectiva

Es la potencia teórica necesaria para el accionamiento.

$$P_{entr-reduc} = \frac{P_{teo-eje}}{\eta} \quad (120)$$

Donde:

$P_{teo-eje}$ : Potencia teórica en el eje (kW)

$\eta$ : Rendimiento

##### 2) Determinar el factor de Servicio

$$f_s = f_{s1} * f_{s2} * f_{s3} * f_{s4} * f_{s5} \quad (121)$$

Donde:

$f_{s1}$ : Factor de servicio en función de la naturaleza de la carga y de la duración de funcionamiento.

$f_{s2}$ : Factor de servicio en función de la naturaleza de la carga y de la frecuencia de arranque.

$f_{s3}$ : Factor de servicio en función del tipo de motor

$f_{s4}$ : Factor de servicio en función del grado de fiabilidad

$f_{s5}$ : Factor de servicio en función de la velocidad angular de salida  $n_2$

En la Tabla 47, Tabla 48, Tabla 49, Tabla 50, Tabla 51, se detallan los factores de servicio correspondientes a la máquina accionada.

### 3) Calcular la potencia equivalente

$$n_{eq} = P_{entr} * f_s \quad (122)$$

Donde:

$n_{eq}$ : Potencia equivalente

$f_s$ : Factor de servicio

$P_{entr}$ : Potencia de entrada

### 4) Calcular la relación

$$i = \frac{n_e}{n_s} \quad (123)$$

Donde:

$n_e$ : Revoluciones en la entrada (rpm)

$n_s$ : Revoluciones en la salida (rpm)

### 5) Preseleccionar un modelo.

Con la potencia equivalente, la velocidad de entrada y la relación de transmisión se busca el modelo cuya potencia nominal sea igual o mayor que la equivalente.

#### 5.5.14 Selección del acoplamiento

De acuerdo con el catálogo Intermecc, (2024), en la mayoría de los casos es suficiente seleccionar el tamaño del acople más pequeño que admita los ejes acoplar sin exceder los diámetros máximos especificados sin embargo para óptimos resultados se aplica el siguiente procedimiento técnico de selección.

1. Se escoge el factor de servicio en la Tabla 25 según el motor y el equipo acoplar.

**Tabla 25.** Factor de servicio

Factor de servicio	Equipo conducido		Fuente de poder		
	Tipo	Características	Motor eléctrico o turbinas	Motor de combustión interna	Motor a Diesel o a Gas
A	Secadoras, bombas o transportadoras con carga uniforme, ventiladores centrífugos.	Carga uniforme - trabajo 8 horas/día, no reversible y torque bajo de arranque.	1,0	1,5	2,0
B	Compresores, transportadoras, cargas pulsantes, martinets, cilindros, reductores de velocidad, bombas de múltiples etc.	Carga no uniforme - trabajo 8 horas/día, choques o torsión moderada, no reversible. Este es el servicio más común.	1,5	2,0	2,5



C	Prensas, trituradoras, cargas de impacto, bombas para equipos petroleros.	Carga de alto choque - trabajo 8 horas/día, Carga de altos picos de toque, reversible con carga, arranques con carga.	2,0	2,5	3,0
---	---	---	-----	-----	-----

**Fuente:** (Intermec, 2024a)

2. Para obtener los “Caballos de fuerza de servicio”, se multiplican los caballos de fuerza que se van a transmitir por el factor de servicio elegido. Este cálculo proporciona una medida de la potencia efectiva que se espera que los componentes transmitan en condiciones de operación reales, teniendo en cuenta la carga adicional o las condiciones de trabajo específicas.

$$P_{\text{diseño}} = P_{\text{nominal}} * F_{\text{servicio}} \quad (124)$$

3. En la Tabla 26, se elige el tamaño de acople que transmite los caballos de fuerza calculados al rpm a las que va a operar el acople.

**Tabla 26.** *Tamaño de acople*

		De 1RPM a 600 RPM												Unidad: HP
Modelo No.	Diámetro max. del eje (mm)	Máx. Transmisión de torque (N-m.)	Revoluciones por minuto (RPM)											
			1	5	10	25	50	100	200	300	400	500	600	
A40-14	28	295	0,04	0,21	0,43	1,06	2,12	3,16	4,81	6,33	7,59	9,08	10,4	
A40-16	32	386	0,05	0,28	0,55	1,38	2,76	4,14	6,29	8,27	9,94	11,9	13,5	
A50-16	40	735	0,11	0,52	1,05	2,61	5,24	7,86	12,0	15,7	18,9	22,5	25,7	
A50-18	45	931	0,13	0,67	1,33	3,33	6,64	9,96	15,2	20,0	23,9	28,6	32,7	
A60-18	56	1.750	0,24	1,25	2,51	6,26	12,5	18,8	28,6	37,5	45,1	53,8	61,6	
A60-22	71	2.370	0,34	1,68	3,37	8,46	16,8	25,2	38,4	50,6	60,7	72,5	83,0	
A80-18	80	3.880	0,55	2,78	5,55	13,8	27,8	41,6	63,3	83,3	99,9	119	135	
A80-22	100	5.580	0,79	3,97	7,95	19,8	39,7	59,7	90,1	119	142	170	196	
A100-20	110	8.780	1,25	6,25	12,5	31,2	62,5	93,9	142	188	225	268	307	
A120-22	140	17.100	2,43	12,2	24,3	60,7	122	182	276	365	437	523	598	
A160-20	180	35.150	5,00	24,9	50,0	124	248	375	569	751	901	1077	1231	
A200-18	205	57.000	8,13	40,6	81,3	202	406	609	927	1219	1462	1743	1998	
A200-22	260	71.900	10,2	51,2	102	256	512	767	1168	1529	1837	2199	2521	
<b>Lubricación</b>			<b>1</b>			<b>2</b>			<b>3</b>					

**Fuente:** (Intermec, 2024a)

Una vez seleccionado el acople, verifique en la columna del hueco máximo permisible de la tabla de dimensiones del modelo que el acople puede alojar el eje mayor, de lo contrario busque en el siguiente acople más grande que admita los ejes acoplar.

### 5.5.15 Cálculo de la disposición de los tornillos en la brida de la boquilla.

De acuerdo al instructivo de acero estructural (EAE) en la Tabla 27 se establecen los límites máximos y mínimos para las distancias de los agujeros y los bordes que se definen a continuación y en la Figura 50 y Figura 51, siendo:

$e_1$ : Distancia desde el centro de un agujero a un borde contiguo, medida en la dirección del esfuerzo a transmitir.

$e_2$ : Distancia desde el centro de un agujero a un borde contiguo, medida en dirección perpendicular al esfuerzo a transmitir.

$p_1$ : Distancia entre centros de agujeros contiguos, medida en dirección del esfuerzo a transmitir.

$p_2$ : Distancia entre filas contiguas de tornillos o roblones medida en dirección perpendicular al esfuerzo transmitir.

$m$ : Distancia del eje del taladro a cualquier superficie paralela a dicho eje.

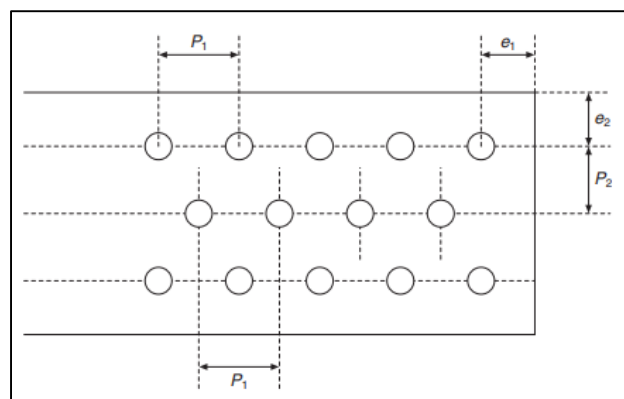
**Tabla 27.** Disposiciones constructivas

Distancia y separaciones	Mínimo obligatorio	Mínimo recomendado
$e_1$	$1.2d_o$	$2d_o$
$e_2$	$1.2d_o$	$1,5d_o$
$p_1$	$2.2d_o$	$3d_o$
$p_2$	$2.4d_o$	$3d_o$
$m$		$3d_o$

Fuente:(BOE, 2009,p.297)

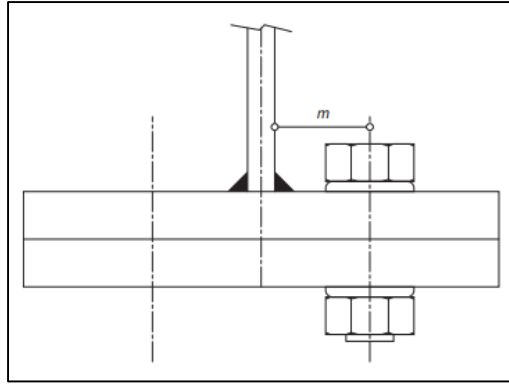
Donde:

$d_o$ : Diámetro del agujero



**Figura 50.** Distancias para la disposición de tornillos

Fuente:(BOE, 2009,p.297)



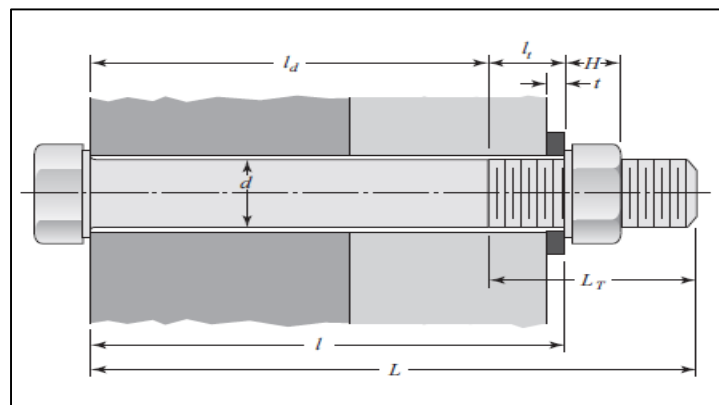
**Figura 51.** Distancia  $m$

Fuente:(BOE, 2009,p.297)

### 5.5.16 Cálculo de uniones por pernos a tensión

Cuando se necesita hacer una conexión que pueda separarse sin usar métodos destructivos y que sea lo suficientemente resistente para soportar cargas de tensión externas, cargas debidas a momentos y cargas de cortante, o una combinación de ellas, una solución adecuada es utilizar una unión atornillada simple con arandelas de acero endurecido.(Shigley - R. Budynas, 2008)

Como se aprecia en la Figura 52, para diseñar esta unión atornillada, es necesario determinar las dimensiones del perno que se va a seleccionar, teniendo en cuenta la longitud de agarre, en espesor de la tuerca, el grosor de la arandela como se muestra en las siguientes ecuaciones.



**Figura 52.** Variables para el diseño del perno

Fuente:(Shigley - R. Budynas, 2008)

La longitud ideal del tornillo es aquella donde solo sobresalen una o dos roscas de la tuerca después de que se aprieta.

**a) Espesor de la arandela ( $t$ )**

De la Tabla 75 ubicada en el Anexo 33 se selecciona el espesor.

**b) Espesor de la tuerca ( $H$ )**

De la Tabla 76 ubicada en el Anexo 34 se selecciona el espesor.

**c) Longitud del agarre ( $l$ )**

Donde la longitud de agarre es el espesor de todo el material apretado entre la cara del perno y la cara de la tuerca.

**d) Longitud del sujetador**

$$L > l + H \quad (125)$$

(redondee usando la Tabla 77 ubicada en el Anexo 35)

**e) Longitud roscada ( $L_T$ )**

$$2d + 6mm, L \leq 125mm, d \leq 48mm \quad (126)$$

**f) Longitud de la parte sin rosca en el agarre ( $l_d$ )**

$$l_d = L - L_T \quad (127)$$

**g) Longitud de la parte roscada en el agarre ( $l_t$ )**

$$l_t = l - l_d \quad (128)$$

**h) Área de la parte sin rosca ( $A_d$ )**

$$A_d = \frac{\pi * d^2}{4} \quad (129)$$

**i) Área de la parte roscada ( $A_t$ )**

De la ) a la tensión del perno

Tabla 78 ubicada en el Anexo 36 se selecciona el área de esfuerzo de tensión.

**j) Rigidez del sujetador ( $K_b$ )**

$$K_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d} \quad (130)$$

Donde:

E= Modulo de elasticidad (GPa), Ver Tabla 79 ubicada en el Anexo 37.

**k) Relación del resorte o rigidez de este tronco( $K_m$ )**

$$K_m = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{2 * \ln \left( 5 \left( \frac{0.5774 * l + 0.5 * d}{0.5774 * l + 2.5 * d} \right) \right)} \quad (131)$$

Para calcular la constante de rigidez (C), se debe utilizar la siguiente ecuación:

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad (132)$$

Para calcular la precarga (Fi), se pueden seguir las recomendaciones de Russell, Burdsall & Ward Inc. Para conexiones no permanentes, se debe multiplicar el factor de pérdidas (Fp) por 0.75. El factor de pérdidas se obtiene utilizando la siguiente ecuación:

$$F_i = 0.75 * F_p \quad (133)$$

Donde  $F_p$  es la carga de prueba, que se obtiene con la siguiente ecuación:

$$F_p = A_t * S_p \quad (134)$$

Donde  $S_p$  es la resistencia de prueba que se obtiene de la Tabla 80 ubicada en el Anexo 38.

Finalmente, para calcular el número de pernos que soportan la sujeción sometida a esa carga se debe aplicar la siguiente ecuación:

$$N_p = \frac{C * n_L * P}{A_t * S_p - F_i} \quad (135)$$

Donde:

$P =$  Carga externa de extensión (GPa)

$n_L =$  Factor de carga, por recomendación de (Budynas & Nisbett, 2008)

puede tomar valores de 1 a 2.

$$n_L = \frac{A_t * S_p - F_i}{C * \frac{P}{N_p}} \quad (136)$$

## 6 Resultados

En este capítulo, se exponen los resultados obtenidos al aplicar la metodología para el diseño de la máquina extrusora. El proceso comienza con la definición de las necesidades del cliente, seguido por la determinación del tipo de máquina y la especificación de los parámetros de operación y diseño. A continuación, se lleva a cabo el diseño y la selección, según corresponda, de los diversos sistemas y componentes de la máquina. Posteriormente, se presenta la validación de los componentes principales de la extrusora y, por último, se realiza una evaluación económica de la máquina

### 6.1 Análisis de contexto

En concordancia con la metodología propuesta por Ribas, se exponen ciertos aspectos del entorno con el propósito de tenerlos en consideración y sintetizarlos de manera que, en las etapas subsiguientes del diseño, se alcance un resultado satisfactorio.(Ver Anexo 4)

### 6.2 Análisis de la etapa de definición de los requisitos.

#### 6.2.1 *Entrevista para definir necesidades y datos adicionales para el diseño.*

Para realizar este apartado se realizó la entrevista al productor, una vez aplicada (Ver Anexo 3), los resultados se analizaron para interpretar las características y necesidades que guiarán el diseño de la máquina. Donde el análisis revela varios aspectos importantes de los requerimientos del cliente, abordando aspectos clave como el gasto en mano de obra, la capacidad de producción actual, como la demanda de ladrillos, la disposición para adoptar nuevas tecnologías y las especificaciones para el diseño de la máquina.

#### ➤ **Resultados de las interpretaciones de las preguntas hechas al entrevistado.**

- Producción diaria de 1000 ladrillos en 8 horas.
- Utiliza 4 personas para el moldeo.
- Gasta 60 dólares en el proceso de moldeo por paga de los trabajadores por 1000 ladrillos.
- Dos operarios hacen 1000 ladrillos con ayuda de 2 ayudantes que limpian los moldes.
- Produce 1600 ladrillos a la semana.
- Requiere producir ladrillo con las dimensiones del ladrillo de Catamayo.
- Se evidencia la disposición del productor para adquirir nuevas tecnologías

siempre y cuando el precio sea accesible.

- No será necesario diseñarle a la extrusora el sistema de mezclado.
- La demanda a la semana es de 4500 a 5000 ladrillos.
- El productor si conoce las extrusoras.
- Pagaría por la máquina hasta 6000 dólares.

Al igual se presentan en la Tabla 28, características y necesidades sugeridas por el productor para el diseño de la máquina.

**Tabla 28.** *Características o necesidades del productor*

<b>Núm.</b>	<b>Necesidad</b>	<b>Interpretación</b>
1	Que produzca una cantidad de ladrillos mayor a la que se produce manualmente.	Incrementar la producción.
2	Que la máquina genere ladrillos que tenga mejores propiedades que los ladrillos fabricados manualmente.	Mejorar propiedades del ladrillo moldeado.
3	Que el ladrillo no debe presentar defectos superficiales.	Sin defectos después del desmoldeo.
4	Que la máquina disminuya los precios en la mano de obra, respecto al moldeo manual.	Precio por elaboración bajo.
5	Que deberá de tener las dimensiones del ladrillo de Catamayo.	Dimensiones de ladrillo de Catamayo.
6	Que sea fácil de instalar.	Fácil de instalar.
7	Que tenga un bajo costo de operación.	Bajo costo de operación.
8	Bajo costo de mantenimiento.	Bajo costo de mantenimiento.
9	Que los repuestos sean fáciles de conseguir.	Repuestos al alcance del cliente.
10	Deberá de tener un costo de adquisición accesible comparado con máquinas que se encuentran actualmente en venta.	Costo para venta accesible.
11	Que mejore las condiciones en que realice el trabajo la máquina respecto a las que se realizaba de forma manual.	Menor esfuerzo para el moldeado.
12	Que al momento de trabajar en la máquina esta no represente un peligro para los trabajadores.	Buena seguridad.
13	También sería conveniente que el mantenimiento que se le realice se lo pueda hacer con herramientas sencillas.	Mantenimiento sencillo.

14	Que los mecanismos sean los más sencillos, pero que cumplan el propósito para que baje el costo de la máquina.	Diseño sencillo.
15	No requiero que sea automático, dado que esto saldría más caro.	Sistemas no automáticos.
16	Que sea de color azul con rojo.	Color azul con rojo.
17	Que tenga motor de gasolina .	Accionamiento por motor de combustión.

---

**Fuente:** *Autor*

### 6.3 Análisis de los requisitos del usuario.

En esta etapa, se clasifican y cuantifican los requisitos definidos por el cliente, así como los propuestos por el diseñador, los cuales constituyen los parámetros de diseño fundamentales para el desarrollo del diseño de la máquina, para lo cual se proporciona una lista detallada de atributos y características de la máquina. Estos atributos abarcan desde la funcionalidad y la capacidad de producción hasta los costos, la fiabilidad, la seguridad, la simplicidad, la calidad, la facilidad de construcción y la apariencia. Cada atributo se clasifica como propuesto por el cliente (C), formulado por el diseñador (I) o una combinación de ambos (C+I), y se indica si es un requisito (R) o un Deseo (D) para el diseño de la máquina, tal como se detalla en la Tabla 29.

**Tabla 29.** *Requisitos de la máquina extrusora de arcilla*

Atributos	Características de la máquina	Propone	R/D
	Producir ladrillo sin defectos.	C+I	R
	Mejorar las propiedades del ladrillo.	C	R
Funcionalidad	Incrementar la producción.	C+I	R
	Minimizar el costo por moldeo de ladrillo.	I	R
	Resistente al ambiente.	I	R
	Mantenimiento preventivo.	I	R
Capacidad	Tamaño adecuado para el transporte.	I	D
	Que realice 5000 ladrillos a la semana.	C	R
	Costo de adquisición accesible.	C	D
Costos	Bajo costo de operación.	C	D
	Bajo costo de mantenimiento.	C	R
Fiabilidad	Garantía de funcionamiento.	C	R
	Mantenimiento mínimo y sencillo.	C	R



	Cumplir dimensiones requeridas.	I	R
	Repuestos al alcance del cliente.	C	R
	Debe ser de operación simple, no debe requerir conocimientos técnicos de parte del operador.	C+I	R
	Evitar fallas en la operación.	I	R
	Factor de seguridad >1.	I	R
Seguridad	Evitar riesgos para el operador .	C+I	R
	La máquina debe de tener instaladas guardas de protección en todos los componentes de transmisión de movimiento y potencia, que se encuentren expuestas al operador.	I	R
	Funcionamiento sencillo .	C	D
Simplicidad	Menor esfuerzo para el moldeado.	C+I	R
	Utilizar el mínimo de piezas.	C+I	R
	Sistemas no automáticos.	C	R
Calidad	Calidad de materiales buenos.	I	R
	La máquina no debe tener sistemas complejos.	I	NR
Nivel de complejidad en la manufactura	La máquina tendrá un diseño adecuado para que sea construido con tecnología apropiada al lugar y con materiales, componentes que puedan ser adquiridos en el mercado nacional.	I	NR
	Facilidad de construcción de los componentes.	I	R
Apariencia	Color rojo con amarillo.	C	D

**Fuente:** *Autor*

Estos atributos y características proporcionan una guía detallada para el diseño de la máquina de producción de ladrillos, asegurando que cumpla con los requisitos y restricciones establecidos por el cliente y el diseñador.

#### **6.4 Calidad de los atributos**

Una vez seleccionados los atributos de manera adecuada, se coloca en un orden que refleje su importancia individual, para realizar esta organización, se utiliza la matriz ascendente centesimal que permite calificar y ordenar los atributos de acuerdo con su relevancia para el diseño o la toma de decisiones, teniendo en cuenta en esta valoración los requisitos establecidos por el cliente, derivados de la interpretación de la entrevista.

### Matriz ascendente centesimal

Atributo	1/2	1/3	1/4	1/5	1/6	1/7	1/8	1/9	FACTOR	Capacidad	%
<b>Apariencia</b>	20	15	30	10	12	40	22	24	1.0	0.03	2.7
<b>Capacidad</b>	80								4.0	0.11	10.7
<b>Costo</b>		85							5.7	0.15	15.1
<b>Fiabilidad</b>			70						2.3	0.06	6.2
<b>Funcionalidad</b>				90					9.0	0.24	24.0
<b>Seguridad</b>					88				7.3	0.20	19.5
<b>Simplicidad</b>						60			1.5	0.04	4.0
<b>Calidad</b>							78		3.5	0.09	9.4
<b>Nivel de complejidad en la manufactura</b>								76	3.2	0.08	8.4
<b>Totales</b>									37.5		100.0

Fuente: Autor

De la Tabla 30, rescata el orden de importancia de los atributos presentados en la tabla siguiente:

Tabla 30. Importancia de los atributos

Atributo	%(Ponderado)
<b>Funcionalidad</b>	24.0
<b>Seguridad</b>	19.5
<b>Costo</b>	15.1
<b>Capacidad</b>	10.7
<b>Calidad</b>	9.4
<b>Nivel de complejidad en la manufactura</b>	8.4
<b>Fiabilidad</b>	6.2
<b>Simplicidad</b>	4.0
<b>Apariencia</b>	2.7

Fuente: Autor

El resultado de aplicar la matriz ascendente centesimal mostró que el atributo “Funcionalidad” tiene una importancia del 24 % seguido por “Seguridad” con un 19.5% luego costo con 15.1 %, “Capacidad” con un 10.7 %, “Calidad” con un 9.4%, “Nivel de complejidad” con un 8.4 %, seguido “Fiabilidad” con un 6.2%, “Simplicidad” con un 4.0% y, por último, “Apariencia” con un 2.7 %.

**De la lista anterior de requerimientos se seleccionó los más importantes para el diseño de la máquina.**

✓ ***Producir ladrillo.***

Este es uno de los requerimientos importantes que se deben garantizar con el diseño de máquina, además de producir ladrillos con las dimensiones especificadas por el productor.

✓ ***Incrementar la producción.***

El incrementar la producción, es decir, el número de ladrillos moldeados en menos tiempo, es otro parámetro importante, dado que satisfacer la demanda de los consumidores finales y, como consecuencia, permitirá al productor recuperar la inversión y obtener mayores ingresos en corto tiempo.

✓ ***Minimizar el costo por moldeo de ladrillo.***

Este parámetro es fundamental para ahorrar y aumentar las ganancias del productor, dado que el objetivo es minimizar los costos en el proceso de moldeo. Esta reducción no implica reducir la cantidad de personas involucradas en el proceso de moldeo, sino que estas mismas personas puedan producir más ladrillos de manera más eficiente y con menos esfuerzo físico durante su jornada laboral.

✓ ***Bajo costo de adquisición.***

El productor no dispone de muchos recursos para realizar una inversión considerable en la compra de máquinas comerciales, por lo tanto, está buscando una solución óptima de una máquina que solucione sus necesidades de producción y que no sea muy costosa.

✓ ***Bajo costo de mantenimiento.***

Al igual, se debe presentar una máquina que tenga un bajo costo de mantenimiento, debido a que en pequeñas empresas no se tiene personal especializado en mantenimiento, por lo que este trabajo debe ser realizado por los propios dueños o trabajadores.

✓ ***Estructura rígida.***

La máquina, debe estar construida con una estructura que sea segura para soportar todos los pesos y fuerzas que generara al momento de trabajar los distintos componentes de la máquina de tal forma que sea segura su utilización.

✓ ***Fácil instalación.***

La máquina no deberá presentar dificultad para ubicarla en el sitio para que

realice el trabajo, al igual el ensamble de sus componentes que se instalen debe ser sencilla.

✓ *Evitar defectos superficiales.*

Se debe evitar en lo mínimo que el ladrillo salga con defectos superficiales, y de la información recogida por diferentes autores, el proceso de extrusión genera mejores propiedades de resistencia a la compresión, además que se verá más atractivo por el cliente y evitará en lo mínimo defectos superficiales.

✓ *Cumplir dimensiones requeridas.*

Las dimensiones como geometría del ladrillo deberán cumplirse según la sugerencia del cliente.

✓ *Trabajar de manera más sencilla.*

El problema en el moldeo de ladrillo está en la disposición de trabajadores para realizar este proceso, por lo que es importante brindar una máquina que produzca de manera más cómoda y sin tanto esfuerzo físico, logrando también evitar cualquier tipo de accidente que ponga en peligro a cualquier trabajador.

✓ *Evitar accidentes.*

Para evitar accidentes causados por distracción del trabajador, fatiga o mal uso de la máquina, se instalarán guarda de seguridad en las partes móviles.

## **6.5 Etapa de establecimiento de la estructura funcional**

### **Establecimiento de funciones**

Conociendo que los factores que limitan el crecimiento de la ladrillera del Sr. Vargas, son la limitada capacidad de producción de ladrillo, consecuencia del moldeo manual, se requiere de una fuerza física desgastante, limitando este trabajo solo para personas con un buen estado físico, se plantea diseñar como método de solución diseñar una máquina extrusora. La cual, como señalan algunos autores, entre ellos Pacheco, (2017), quien menciona que “Hoy día el proceso de extrusión es muy utilizado para obtener piezas de gran longitud con una sección constante, como pueden ser barras, perfiles y tubos”(p.1).

Igualmente, Campo refractarios, (2022) afirma “La extrusión permite flexibilidad en el diseño de piezas sin costes excesivos”(p.1).

Entre las principales ventajas para elegir este método, el autor señala las siguientes:

- No se desperdicia el material.

- Se disminuye problemas de fractura del material al salir por la matriz debido a que el material estará sometido únicamente a esfuerzos de compresión.
- Este proceso tiene el potencial de producir secciones transversales bastante complejas.
- Además, el producto terminado presenta una buena terminación superficial.

En este contexto, en opto por utilizar el método de extrusión.

Una vez seleccionado este método, se utiliza la caja negra que nos permite evaluar y comprender el rendimiento y la funcionalidad de una máquina sin necesidad de conocer todos los detalles técnicos de su diseño y construcción.

## 6.6 Caja negra

En la Figura 53 se presenta la caja negra para la máquina extrusora de arcilla, estableciendo las variables independientes (entradas) y variables dependientes(salidas).

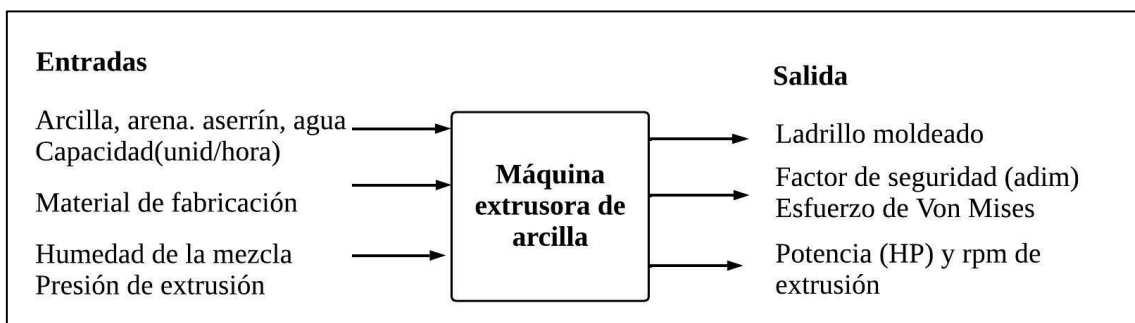
### Variables para el diseño

#### Variables independientes

- Arcilla, arena, aserrín, agua,  
Capacidad (unid/hora)
- Material de fabricación ( $\rho$ )
- Humedad y presión de extrusión (MPa)

#### Variables dependientes

- Ladrillo moldeado
- Factor de seguridad (Adim.) y esfuerzo de Von Mises ( $\sigma$ )
- Potencia (HP) y rpm del motor



**Figura 53.** Caja negra

**Fuente:** Autor

➤ **Establecimiento de los principios tecnológicos y procesos técnicos requeridos para resolver el problema.**

Los principios tecnológicos que regirán el funcionamiento de la máquina, como se mencionó previamente, serán los siguientes:

---

<b>Funcionalidad</b>	Representa la función práctica por la que se seleccionó el objeto.
<b>Seguridad</b>	La seguridad del personal deber ser siempre un requerimiento absoluto para todos los equipos.
<b>Costo</b>	Puede decirse que es la razón fundamental para la manufactura del producto. Abarca el ciclo completo del producto e incluye financiamiento inicial, inversión de capital, costo del desarrollo del diseño, manufactura.
<b>Capacidad</b>	Se refiere a volumen y ocupación de espacio, sea el producto, una unidad o un conjunto. Puede referirse también a fuerzas y movimientos y las direcciones en las cuales estas fuerzas y movimientos ocurren.
<b>Calidad</b>	Es un apoyo esencial para el atributo funcionamiento, la baja calidad puede resultar altamente costosa al parar una máquina. Una máquina de baja productividad funcionando con alta calidad puede ser preferible a una de alta producción, pero con baja calidad.
<b>Nivel de complejidad en la manufactura</b>	Es la capacidad de las piezas y máquinas fabricadas para cumplir con los requisitos de funcionalidad, durabilidad y rendimiento, así como para satisfacer las necesidades del usuario final.
<b>Fiabilidad</b>	Consiste en el nivel de complejidad para la construcción de un producto.
<b>Simplicidad</b>	Es la capacidad de la máquina herramienta de tener un funcionamiento continuo o ser sometida a mantenimiento de forma planificada.
<b>Apariencia</b>	Considera todas las operaciones y el mantenimiento de una máquina. El nivel de tecnología empleado en el diseño afectar su funcionamiento, calidad y además la facilidad y el costo de su mantenimiento, afecta inicialmente el montaje y desmontaje.
	Se refiere a la forma, tamaño, colores, texturas, contraste del producto, etc.

---

**Fuente:** *Autor*

## **6.7 Establecimiento y representación de la estructura funcional del diseño.**

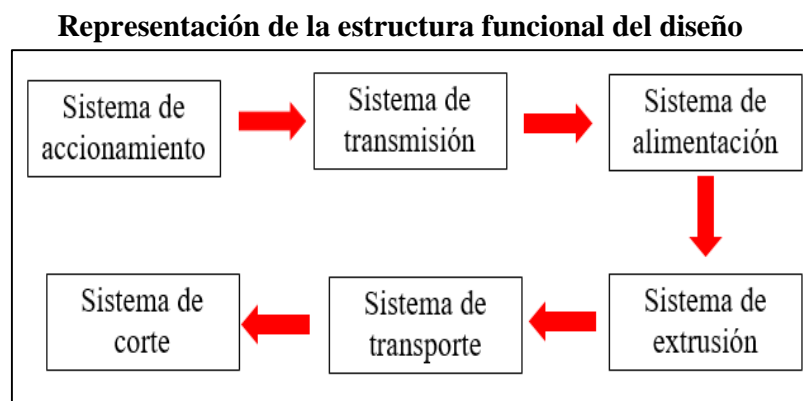
### **6.7.1 Funciones que deberá cumplir la máquina**

En general, la máquina debe tener la capacidad de recibir un suministro continuo de arcilla que ha sido premezclada por la batidora, posterior ser extruida mediante un mecanismo de propulsor, el cual ara que aumente la presión al forzar el paso de la arcilla a través de una matriz, obteniendo así una masa definida con las dimensiones de la matriz, inmediatamente una porción de la masa pasa a ser cortada y desplazada por una superficie

lisa, para luego ser dividida en las dimensiones del ladrillo mediante una cortadora de hilos y luego estos ladrillos se transportan al lugar donde se secarán.

#### 6.7.1.1 Estructura de funciones- principio de funcionalidad

Como se aprecia en la Figura 54, se realiza una descomposición funcional, es decir, se descompone la caja negra en las subfunciones para tener una visión más clara de los principios de funcionamiento que deben cumplir, en otras palabras, la descomposición funcional permite identificar cuáles son los sistemas relevantes en el diseño de la extrusora. De acuerdo a la búsqueda de información de este tipo de máquinas se describe el funcionamiento de los principales sistemas de la extrusora.



**Figura 54.** Estructura funcional del diseño

**Fuente:** Autor

➤ **Sistema de accionamiento.**

El principio de funcionalidad que tiene este sistema, el cual está conformado por otros elementos, es que convierten la energía eléctrica, química o cinética en energía mecánica de rotación de un eje o el movimiento de un pistón, de modo que se pueda realizar un trabajo.

➤ **Sistema de transmisión**

Citando a Flores Garcia, (2010) indica que el sistema de transmisión mecánica tiene la funcionalidad de transmitir energía mecánica, con transformaciones de las velocidades, de las fuerzas o momentos.

➤ **Sistema de alimentación**

El sistema de alimentación tiene la funcionalidad de recibir la materia prima y por gravedad la mezcla de arcilla se mueve hacia la parte inferior por acción de su propio peso, de tal manera que se garantice su funcionamiento continuo con un flujo en masa.

### ➤ **Sistema de extrusión**

La función más importante del sistema de extrusión es dar forma a la masa de arcilla a través de la presión y empuje que aplica el propulsor (ya sea tornillo, pistón o cilindro), haciéndolo pasar por el molde (boca de extrusión) encargado de darle la forma deseada.

### ➤ **Sistema de transporte**

El principio funcional del sistema de transporte después de la extrusión es llevar el producto hasta el mecanismo de corte, para luego trasladarlo a un área diferente. Esto se hace con el fin de evitar que el producto se acumule. En el caso del ladrillo, se requerirá un mecanismo que reciba el ladrillo extruido y lo pueda desplazar para su corte.

### ➤ **Sistema de corte**

El sistema de corte tiene la funcionalidad de dimensionar el bloque de arcilla que sale del proceso de extrusión, realizando un corte transversal en las dimensiones requeridas por el cliente o diseñador.

## **6.8 Etapas en el proceso de diseño.**

### **6.8.1 *Diseño conceptual, diseño preliminar.***

#### **6.8.1.1 Principios para la solución del problema.**



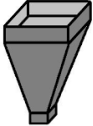
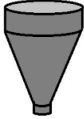







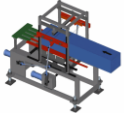
En la actualidad, se encuentran disponibles diversos elementos de maquinaria, mecanismos y equipos industriales que ofrecen una amplia gama de opciones para adaptarse a las necesidades tanto socioeconómicas como de diseño. A continuación, se detallan varias opciones de componentes de la máquina que serán analizadas en profundidad, con el objetivo de seleccionar la mejor alternativa para formar parte del proyecto, utilizando matrices de ponderación. Donde se consideran los criterios (atributos) establecidos en la Tabla 30, con su respectivo nivel de importancia con el fin de elegir la alternativa más adecuada a las especificaciones del cliente y diseñador. A los criterios se le fue asignando una ponderación según la importancia de cada uno, la puntuación que se asignó a cada alternativa de diseño fue:

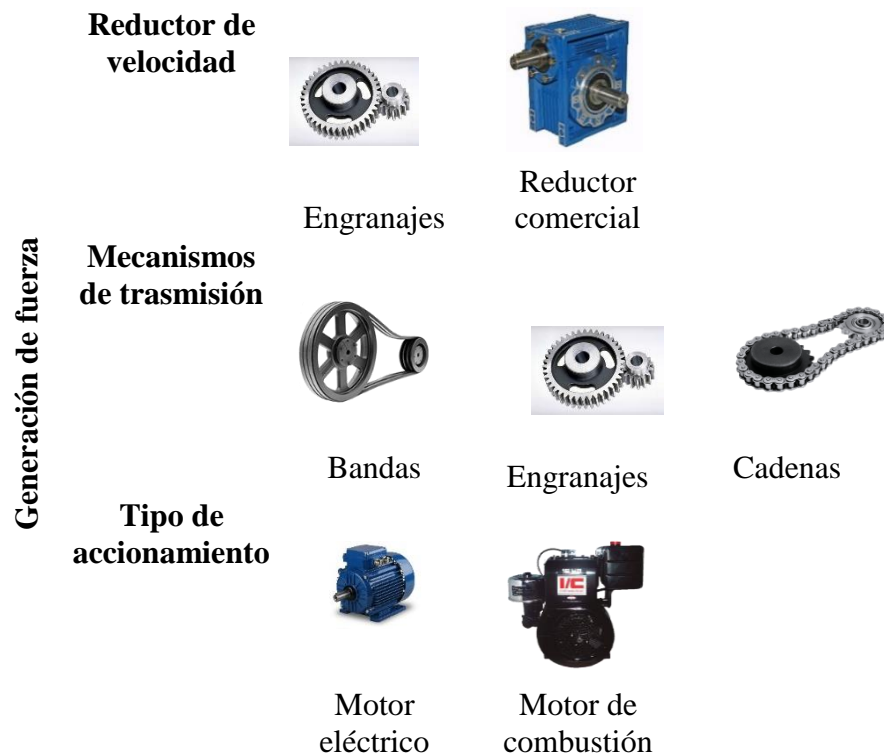
Poco satisfecho (1); Satisfecho (2); Muy satisfecho (3), y la puntuación ponderada se obtuvo multiplicando el porcentaje (%) por la puntuación dividido entre el total del porcentaje final de criterios.



### 6.8.2 Selección del mejor concepto

Tabla 31. Matriz morfológica

		Desarrollo de la matriz morfológica			
Funciones		Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4
Sistema de alimentación	Alimentación de mezcla	 Pala	 Fajas transportadoras		
	Recepción de mezcla	 Tolva rectangular	 Tolva circular		
Sistema de extrusión	Extrusión	 Rodillos	 Tornillo sin fin	 Pistón	
Sistema de transporte	Transporte	 Banda	 Rodillos	 Cadenas	 Mesa con superficie lisa
Sistema de corte	Cortador	 Hilos			



**Fuente:** *Autor*

### 6.8.2.1 Sistema de accionamiento

Dentro de la entrevista, el productor requiere que el accionamiento del motor sea por combustión, debido a que se trasladara a otro sitio con el pasar del tiempo, con el fin de realizar ladrillo en la zona donde se extrae la arcilla para evitar el pago de traslado de la arcilla. Otra razón justificando esta selección es que el productor debería comprar un transformador debido a que él transformando se encuentra ubicado lejos del sitio donde se fabrica el ladrillo, (dato utilizado de la tabla de análisis de contexto) por consiguiente esto conllevaría un precio más alto para poner en funcionamiento la máquina.

El tipo de motor se analizará más adelante una vez obtenido la potencia del mismo para elegir entre uno de gasolina o uno a diésel.

- **Mezcladora**

De la entrevista antes mencionada se indagó que el propietario tiene una batidora la cual se detallan las características de esta máquina, en el Anexo 6 y Anexo 7, esto se lo realiza con el fin de ver mediante observación el correcto funcionamiento de la misma, la cual trabaja correctamente con una mezcla de arcilla con un porcentaje de agua mínima, pero con la condición de no ingresar de manera continua, sino de manera intermitente mezcla a la tolva debido a que el motor se exige al máximo; la batidora está formada por una tolva la cual está unida a un cilindro el cual aloja un sistema tipo tornillo sin fin con paletas, el cual cumple la función de triturar y mezclar homogéneamente las

arcillas(mezcla de arcilla, agua y aserrín) la cual como menciona Sánchez Cún, (2010) se dejara “reposar de un día para otro, lo que aumenta la plasticidad”(p.69).

#### **6.8.2.2 Sistema de alimentación**

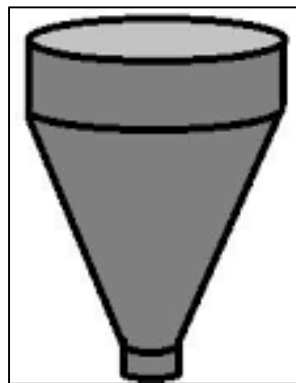
La mezcla que se utiliza para la extrucción es premezclada por la batidora antes mencionada y la misma es trasladada a la tolva con la ayuda de palas por los operarios, se escogió esta alternativa de trasladar de forma manual debido a que dentro de los requerimientos del cliente, esta que el diseño de la máquina sea lo más económico posible, además se justifica que la utilización de una faja para trasportar material a una altura tan pequeña no sería eficiente por la pequeña altura a la que se encuentra la tolva.

- **Tipo de tolva**

Para la selección del tipo de tolva se proponen 2 tipos de soluciones que permiten cumplir la función de recepcionar el material.

- **Tolva cilíndrica**

La tolva cilíndrica, como señala Marcilla & Beltrán, (2012) “proporciona un flujo constante de material. Esto se consigue más fácilmente con tolvas de sección circular, aunque son más caras y difíciles de construir que las de sección rectangular” (p.84).

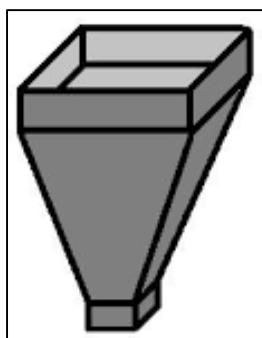


**Figura 55.** *Tolva circular*

**Fuente:**(*Marcilla & Beltrán, 2012*)

- **Tolva tronco-piramidales**

Estas tolvas en forma tronco-piramidales pueden encontrarse en diferentes formas, las salidas pueden ser concéntricas o excéntricas, son fáciles de construir, una desventaja que presentan es que pueden presentar problemas por acumulación de mezcla en las esquinas debido al flujo por gravedad de la mezcla. El ángulo de inclinación de la pared de la tolva debe elegirse de manera que la descarga sea continua para asegurar el flujo de material deseado(Alejandro & De, 2015).



**Figura 56.** Tolva tronco-piramidal

Fuente:(Alejandro & De, 2015)

**Tabla 32.** Matriz ponderada- Tolva

Diseño de una máquina extrusora de ladrillos	Ponderado%	Tolva cilíndrica		Tolva tronco-piramidales	
		Puntuación	Puntuación ponderada	Puntuación	Puntuación ponderada
Funcionalidad	24.0	3	0.72	2	0.48
Seguridad	19.5	3	0.59	3	0.59
Costo	15.1	1	0.15	3	0.45
Capacidad	10.7	3	0.32	3	0.32
Calidad	9.4	3	0.28	3	0.28
Nivel de complejidad en manufactura	8.4	1	0.08	3	0.25
Fiabilidad	6.2	3	0.19	3	0.19
Simplicidad	4.0	1	0.04	3	0.12
Apariencia	2.7	3	0.08	3	0.08
Total	100.0		2.45		2.76

Fuente: Autor

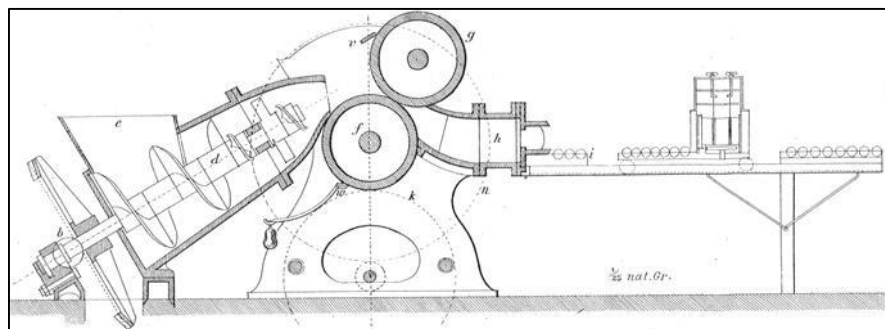
Como se aprecia en Tabla 32 de ponderación, el elemento seleccionado es una tolva troco piramidal debido a que esta tiene un nivel de complejidad en la construcción mucho mejor que las tolvas cilíndricas, aminorando también el costo de la máquina además la presente tolva será solo para recepción.

### 6.8.2.3 Tipo de extrusora

El método de extrusión que se seleccionará es el de extrusión sin desairar debido a que el productor dentro de los requerimientos, lo que requiere es que la máquina genere ladrillos que tenga mejores propiedades que los ladrillos fabricados manualmente, se descarta las extrusoras con sistema de vacío las cuales habitualmente son adquiridas para una producción alta a nivel industrial donde los ladrillos pasan por estricto control de calidad. Entre los tipos de extrusoras existen continuación, se presentan los tipos de extrusoras que se utilizan para la fabricación de ladrillo.

- **Mecanismo de extrusora de rodillo**

Con se observa en la Figura 57 el mecanismo de la extrusora de rodillo, según Pérez Gonzales & Barcos Hernández, (2004), afirma que logra un flujo de la mezcla continuo, al igual se logra el vacío, pero tiene la desventaja que no hay una distribución uniforme de la velocidad y presión en la sección transversal de la salida, como también no se consigue una homogeneización, como se lo logra con el mecanismo de hélice(tornillo sin fin)(p.62).



**Figura 57.** Mecanismo de rodillo de expresión con sinfín de alimentación, alrededor de 1875

**Fuente:** (Handle, 2007)

Considerando que se busca diseñar la extrusora para ladrillo de tal manera que presente un flujo continuo de la arcilla y que este flujo de mezcla compactada no presente, defectos superficiales, se llega la conclusión que este tipo de mecanismo no tiene una velocidad de salida uniforme y muchos menos la presión, al utilizar este método se presentara el efecto de alabeo el cual se lo detallo en el marco teórico, sección defectos de extrusión, el cual se produce debido a un mal alineamiento de la boquilla, lo cual causa que, por un lado, se presente una mayor presión, al igual sucederá si se utiliza este método debido a que la presión varía en la salida de la boquilla haciendo que salga más, por una parte, presentara grietas y laminaciones debido a que la mezcla del ladrillo

no se reúne completamente.

- **Mecanismo de extrusora por pistón**

Como afirma Balseca, (2013), “En este tipo de máquinas el flujo no es continuo, se puede decir que es a pasos por medio de ciclos de tiempo”(p.56).

Al igual describe que el movimiento se encuentra limitado en una sola dirección con la ayuda de una guía, en el caso de la extrusora el cilindro, este pistón o émbolo está sometido a tracción y compresión debido a que transmite fuerzas en forma de presión, cuyo accionamiento puede ser mecánico o hidráulico.

Así mismo, Pérez Gonzales & Barcos Hernández, (2004) comenta que con el proceso de extrusión por pistón “se conseguía una gran uniformidad de velocidad y presión en toda la sección de salida; sin embargo, no daba un flujo continuo y no se podía trabajar con vacío, lo cual limitaba su utilización a las arcillas más plásticas”(p.62)



**Figura 58.** *Extrusora de pistón*

**Fuente:** *Sánchez*

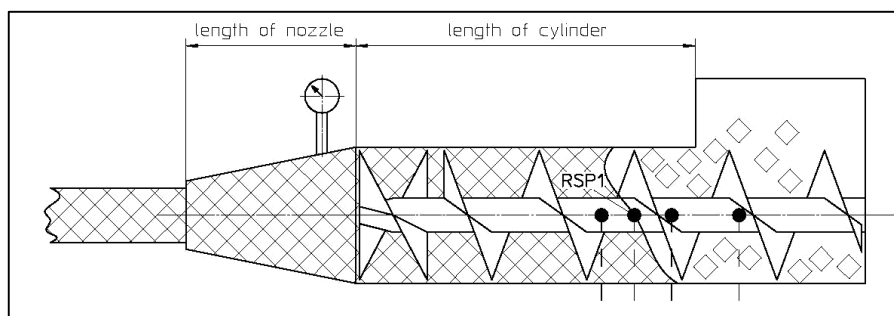
En el escenario planteado, uno de los requisitos establecido es que el flujo debe ser continuo para no tener paradas en la producción, además es muy complejo implementar este mecanismo debido a que si se lo hace con accionamiento mecánico con llevaría realizar una serie de mecanismos de engranajes, al igual si se lo realiza con el sistema hidráulico, se obtendrá un precio alto de la construcción de la extrusora.

- **Mecanismo de extrusora con tornillo**

Como lo señala Perèz Gonzales & Barcos Hernández, (2004) este último como se observa en la figura 3 es el mecanismo se ha posicionado en el diseño de máquinas para fabricar productos a base de arcilla, dado que gracias al tornillo sin fin, logra una

producción continua, al igual trabaja muy bien con vacío, el mantenimiento es mínimo, como también tiene las ventajas de conseguir una mejor homogeneización de mezcla de arcilla, debido a que entre un 50% y 85% de la arcilla que llega al final retrocede por el espacio que existe entre la hélice y el cilindro.

Por otro lado, Balseca, (2013) da a conocer que este tipo de máquina “es ideal para ser utilizado en la línea de producción de alimentos y la línea de producción de arcilla de alta densidad” (p.53). Entre las ventajas que destaca este autor se tiene de acuerdo a las diferentes demandas de los clientes, la máquina extrusora de tornillo puede ser diseñada en diferentes estructuras y con diferentes índices de longitud y diámetros, además debido a que trabaja en partes con presencia de humedad el diseño garantizara que este debe ser resistente a la abrasión lo cual permitirá que tenga una vida larga, además los componentes como el tornillo, el barril y los moldes están diseñados con un cálculo de presión interna asegurando la homogeneización estable durante el proceso de extrusión.



**Figura 59.** Mecanismo de tornillo

**Fuente:**(Handle, 2007)

Este último es el propulsor más aceptado en el mercado por diversas ventajas como es el hecho que tenga un nivel de productividad muy alto, su sencilla alimentación que se realiza con la ayuda de una tolva, su mantenimiento es muy sencillo y mínimo, también permite que resolver problemas de amasamiento que no se haya producido en la máquina para batir, aunque como desventaja tenga que aumentar su complejidad de la máquina y por consecuencia un aumento de su costo.

En la Tabla 33 se presentan los resultados obtenidos en la selección del tipo de extrusora fundamentados en los criterios de ponderación previamente enlistados.

**Tabla 33.** Matriz ponderada- Tipo de extrusora

Diseño de una máquina extrusora de ladrillos	Ponderado%	Máquina extrusora con pistón		Máquina extrusora de rodillos		Máquina extrusora de tornillo	
		Puntuación	Puntuación ponderada	Puntuación	Puntuación ponderada	Puntuación	Puntuación ponderada
Funcionalidad	24.0	2	0.48	1	0.24	3	0.72
Seguridad	19.5	2	0.39	2	0.39	2	0.39
Costo	15.1	1	0.15	2	0.30	2	0.30
Capacidad	10.7	1	0.11	1	0.11	2	0.21
Calidad	9.4	2	0.19	1	0.09	2	0.19
Nivel de complejidad en la manufactura	8.4	1	0.08	1	0.08	3	0.25
Fiabilidad	6.2	1	0.06	1	0.06	2	0.12
Simplicidad	4.0	1	0.04	1	0.04	3	0.12
Apariencia	2.7	1	0.03	1	0.03	2	0.05
Total	100.0		1.53		1.35		2.36

**Fuente:** Autor

Como se puede observar en la matriz de ponderación, la alternativa de diseño adecuada, es la extrusora de tornillo, pues, se logra una mayor producción continua, se ingresa la materia prima de manera sencilla a la máquina, al igual su mantenimiento es mínimo y proporciona una mejor homogeneización de la arcilla que no se logra en las dos extrusoras anteriores.

#### **6.8.2.4 Selección del tipo de tornillo de la extrusora.**

- **Extrusora mono husillo**

Esta máquina, como su nombre indica, consta de un solo tornillo, esta máquina se utiliza para mezclar, plastificar, granular material, hacer láminas, tubos o como tornillo de avance. Según Handle, (2007) indica que las “extrusoras con un eje sin fin (mono husillo) son las extrusoras de diseño estándar “(p.70).

Adicionalmente, a esto, el autor Acuña Peña, (2017) caracteriza al mono husillo como una bomba de alta presión que trabaja continuamente procesando materiales de alta densidad, destacando que el proceso interactivo está entre la rotación del tornillo y las



paredes del cilindro. Como señala el autor Acuña, este tornillo es económico, generalmente funciona entre 10 y 150 rpm, se puede aumentar la velocidad, pero no es muy utilizado.

- **Extrusora doble eje**

Por definición, una extrusora de doble tornillo consta de dos tornillos paralelos que giran en un cilindro los cuales tienen una sección transversal en forma de 8. Al igual, el autor destaca que este tipo de extrusora de doble eje en la industria pesada de la arcilla “se desarrolló especialmente para la extrusión de cintas planas anchas (aprox. 400–1200 mm de ancho) que tienen una altura muy baja en relación con su ancho, como se puede encontrar con paredes de gran tamaño y baldosas” (p.70)

Al igual menciona que posee un empuje mayor que el mono husillo, aceleraciones del material mayores, esfuerzos cortantes altos y un mezclado intensivo que por lo general este tipo de extrusora de doble eje tienen la capacidad de trabajar a altas velocidades llegando a los 1 400 rpm.

**Tabla 34.** *Matriz ponderada - tipo de tornillo extrusor.*

Diseño de una máquina extrusora de ladrillos	Extrusora mono husillo		Extrusora de doble eje	
	Ponderado %	Puntuación n	Puntuación n ponderada	Puntuación n ponderada
Funcionalidad	24.0	2	0.48	0.72
Seguridad	19.5	3	0.59	0.59
Costo	15.1	3	0.45	0.15
Capacidad	10.7	3	0.32	0.32
Calidad	9.4	3	0.28	0.28
Nivel de complejidad en la manufactura	8.4	3	0.25	0.08
Fiabilidad	6.2	3	0.19	0.06
Simplicidad	4.0	3	0.12	0.04
Apariencia	2.7	3	0.08	0.08
Total	100.0		2.76	2.33

**Fuente:** *Autor*

### **Análisis**

La diferencia entre los dos se puede ver en la eficiencia del transporte y en las capacidades de mezclar, de acuerdo a la matriz ponderada se selecciona tipo de eje mono

husillo debido a su bajo costo, un nivel de complejidad de manufactura bueno, fácil dimensionamiento, bajo costo de fabricación, bajo consumo de potencia y también que las revoluciones a las cuales trabajara la máquina están dentro del intervalo de trabajo de este tipo lo cual es el más conveniente utilizar un tornillo simple para esta extrusora.

#### 6.8.2.5 Selección de la mejor opción para el transporte.

Debido a las particularidades del diseño de la extrusora, se requiere hallar una solución óptima que permita que el ladrillo descansa antes de ser cortado y luego sea retirado por los trabajadores para completar su proceso. A continuación, se presentan diversas alternativas para resolver esta cuestión. Para seleccionar la alternativa se llevará a cabo una evaluación utilizando una matriz ponderada considerando los diversos criterios para su selección.

**Tabla 35.** *Matriz ponderada - Sistema de transporte.*

Diseño de una máquina extrusora de ladrillos	Ponderado%	Transportadora con banda		Transportadora de rodillos		Transporte mediante una mesa con una superficie lisa		Transportadora de cadenas	
		Puntuación	Puntuación ponderada	Puntuación	Puntuación ponderada	Puntuación	Puntuación ponderada	Puntuación	Puntuación ponderada
Funcionalidad	24.0	3	0.72	2	0.48	2	0.48	1	0.24
Seguridad	19.5	3	0.59	3	0.59	3	0.59	1	0.20
Costo	15.1	1	0.15	1	0.15	3	0.45	1	0.15
Capacidad	10.7	3	0.32	2	0.21	2	0.21	2	0.21
Calidad	9.4	3	0.28	3	0.28	3	0.28	3	0.28
Nivel de complejidad en la manufactura	8.4	1	0.08	1	0.08	3	0.25	1	0.08
Fiabilidad	6.2	3	0.19	2	0.12	3	0.19	1	0.06
Simplicidad	4.0	1	0.04	1	0.04	3	0.12	1	0.04
Apariencia	2.7	3	0.08	3	0.08	3	0.08	2	0.05
Total	100.0		2.45		2.4		2.65		1.32

**Fuente:** *Autor*

Mediante la matriz de ponderación se evidenció, que el mejor sistema para el transporte es el uso de una mesa con una superficie lisa, debido a que este sistema cumple la funcionalidad para el transporte de ladrillo moldeado, es más económico, al igual su nivel de complejidad para construirla no es tan compleja.

Por esta razón, se ha decidido utilizar una base lisa hecha con plancha A36 para el sistema de transporte después de ser extruido, la cual estará unida al sistema de corte. Según lo indicado por Pérez Gonzales & Barcos Hernández (2004), la mesa que recibe los ladrillos extruidos debe tener una superficie lisa y suave, de modo que la masa no se pegue y, por lo tanto, no se deforme a la salida. Además, esta mesa debe estar ubicada inmediatamente después de la salida de la boquilla.

#### 6.8.2.6 Reductor de velocidad

Haciendo uso de una matriz ponderada, se procede a evaluar y a elegir el tipo de sistema a utilizar para el reductor de velocidad presentando dos opciones mediante poleas y engranajes.

**Tabla 36.** *Matriz ponderada - Sistema reductor de velocidad.*

<b>Diseño de una máquina extrusora de ladrillos</b>		<b>Poleas</b>		<b>Engranajes</b>	
<b>Criterio</b>	<b>Ponderado%</b>	<b>Puntuación</b>	<b>Puntuación ponderada</b>	<b>Puntuación</b>	<b>Puntuación ponderada</b>
Funcionalidad	24.0	2	0.48	3	0.72
Seguridad	19.5	2	0.39	3	0.59
Costo	15.1	2	0.30	1	0.15
Capacidad	10.7	1	0.11	3	0.32
Calidad	9.4	2	0.19	3	0.28
Nivel de complejidad en la manufactura	8.4	2	0.17	1	0.08
Fiabilidad	6.2	2	0.12	3	0.19
Simplicidad	4.0	1	0.04	2	0.08
Apariencia	2.7	2	0.05	3	0.08
<b>Total</b>	<b>100.0</b>		<b>1.85</b>		<b>2.49</b>

**Fuente:** *Autor*

## **Análisis**

A través de la matriz de ponderación se determinó que el sistema de reducción de velocidad más adecuado para el diseño es el de engranajes. Este sistema ofrece una alta eficiencia de transmisión, el espacio que utiliza es reducido y posee una gran capacidad para manejar altas cargas. Además, se contempla el uso de una transmisión por poleas para disminuir las revoluciones por minuto (rpm) del motor, lo que proporciona la ventaja de contar con un mecanismo de protección, en caso de algún atascamiento y así preservar los componentes de la extrusora.

### ➤ **Selección del tipo de engrane**

Para la selección del tipo de engrane en este diseño se optará por utilizar una caja reductora de velocidad ya fabricada, considerando la disponibilidad de una amplia gama de opciones que satisfacen las necesidades específicas. Asimismo, se elige teniendo en cuenta el precio y la calidad, dado que, al ser productos fabricados en serie con un estricto control de calidad, se garantiza la regularidad en la velocidad y la potencia transmitida, lo que se traduce a una mayor eficiencia de transmisión y, por consiguiente, en la reducción de costos de mantenimiento al contribuir a una mayor seguridad en la transmisión. Teniendo en cuenta estas características de los reductores y tomando en cuenta el precio, la disposición de los ejes, y su eficiencia para trabajar en bajas rpm se elige un reductor de engranajes rectos de ejes paralelos, el cumple los requisitos antes mencionados.

### **6.8.2.7 Análisis para la implementación de un embrague en la extrusora.**

Para presentar los beneficios de utilizar o no utilizar un embrague en una extrusora, se presenta de la siguiente estructura:

- **Utilizar un embrague en la extrusora**

- **Beneficios:**

**Control de la Velocidad:** Permite un control preciso de la velocidad de la extrusora, lo que puede ser crucial para mantener la calidad del producto.

**Protección del Motor:** Ayuda a proteger el motor de sobrecargas y posibles daños al permitir un acoplamiento suave y controlado.

**Eficiencia Energética:** Al regular la transmisión de potencia, puede contribuir a una mayor eficiencia energética en el proceso de extrusión.

**Análisis:** La utilización de un embrague en la extrusora puede mejorar la calidad del producto final al garantizar un funcionamiento controlado y eficiente.

- **No Utilizar un embrague en la extrusora**

- **Beneficios:**

**Simplicidad:** Elimina componentes adicionales y simplifica el diseño y mantenimiento de la extrusora.

**Reducción de Costos:** Al prescindir del embrague, se pueden reducir los costos de adquisición, instalación y mantenimiento.

**Menor Probabilidad de Fallas:** Al eliminar un componente mecánico adicional, se reduce la posibilidad de fallas y tiempos de inactividad.

Además, se presentan algunos inconvenientes de utilizar este dispositivo.

**Riesgo de daños en situaciones de sobrecarga:** En caso de sobrecarga, el embrague puede deslizarse, lo que podría resultar en daños a las partes relevantes de la máquina extrusora y, en casos extremos, provocar accidentes graves como apretar el cilindro de arcilla.

**Necesidad de mantenimiento adicional:** La inclusión de un embrague aumentaría la complejidad del sistema y requeriría mantenimiento adicional para garantizar su correcto funcionamiento, lo que podría afectar la eficiencia operativa, la fiabilidad de la máquina y elevar el costo.

**Problemas comunes en extrusoras:** Las extrusoras ya presentan una serie de problemas comunes que deben abordarse con prontitud para mantener su funcionamiento óptimo. La introducción de un embrague podría añadir una capa adicional de posibles complicaciones y requeriría una atención especial en caso de fallos. (Guangzhou POTOP, 2021)

**Análisis:** En ciertos casos, prescindir de un embrague puede simplificar el proceso y reducir costos operativos sin comprometer significativamente la funcionalidad.

Al presentar estos beneficios, se proporciona una visión equilibrada que permite evaluar las ventajas y desventajas de utilizar o no un embrague en una extrusora según las necesidades específicas del proceso y los objetivos operativos.

### **Decisión tomada**

En el diseño actual de la máquina extrusora, no se considerará la utilización de un embrague. Esta decisión se basa considerando el nivel de importancia de los atributos antes ponderados donde funcionalidad tiene un nivel de importancia alto seguido de seguridad y costo, esto con el fin de elegir la opción más adecuada a las especificaciones del cliente y diseñador; donde la incorporación de un embrague no aportaría significativos beneficios al sistema, sino que podría aumentar la complejidad, requerir mantenimiento

adicional y añadir posibles complicaciones. En lugar de utilizar un embrague, se podría prescindir de este dispositivo mediante una capacitación adecuada al operador sobre el funcionamiento de arranque y apagado de la máquina con el fin de evitar tener paradas con la máquina cargada dado que es donde aquí donde el embrague cumpliría su función. Esta estrategia no solo simplificaría el proceso, reduciendo costos operativos, sino que también permitiría mantener la funcionalidad de la extrusora sin comprometer su eficiencia.

Para lo cual se ofrecen una serie de directrices importantes que deben ser consideradas tanto al encender como al apagar la máquina extrusora de ladrillos.

### **Guía para arrancar la máquina extrusora de ladrillos.**

Antes de arrancar una extrusora, es fundamental tomar ciertas precauciones para garantizar un funcionamiento seguro y eficiente.

#### **✓ Verificación Previa**

- 1 Antes de encender la extrusora, es crucial verificar el interior y exterior del barril en busca de materiales extraños.
- 2 Asegurarse de que los pernos estén ajustados, la cubierta de seguridad esté firme, la tensión de las bandas trapezoidales sea correcta.
- 3 Lubricar adecuadamente todas las partes según sea necesario.
- 4 Verificar antes de encender que el nivel de gasolina del motor este lleno y rellenarlo cada dos horas dado que es tiempo máximo de funcionamiento de una cargada con el fin de evitar apagones durante el funcionamiento.
- 5 Revisar el nivel de aceite del reductor y motor.
- 6 Llevar un control riguroso del filtrado de las diferentes arcillas con el fin de evitar atascamientos con la mezcla en la extrusora.

#### **✓ Comunicación**

Es importante notificar al personal cercano a la extrusora antes de encender la máquina

#### **✓ Prueba del Motor:**

Al iniciar el motor de rotación del tornillo a baja velocidad, se debe verificar que el trabajo del motor principal sea normal. Si se observa un funcionamiento anormal o inestable, es crucial detenerse inmediatamente y buscar asistencia para reparar cualquier problema.

### ✓ Apagado de la extrusora.

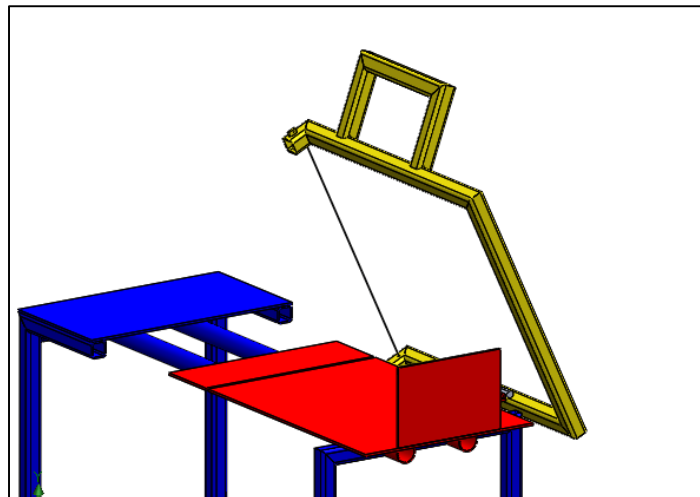
Antes de apagar el motor, ya sea por el motivo de cargar más gasolina o por culminación del trabajo con la máquina, se debe esperar de un minuto a dos sin ingresarle más material a la extrusora, con el fin de que salga toda la mezcla de arcilla del cilindro para así evitar que el motor tenga inconvenientes al arrancar.

En caso de atascamiento del tornillo sin fin, el sistema de polea correa protegerá los mecanismos, para solucionar este inconveniente de atascamiento se debe apagar el motor. Por lo general, esto implica girar la llave del interruptor en la posición de apagado y cerrar el paso de combustible.

Teniendo apagado el motor se retira toda la mezcla de arcilla presente en el cilindro como la boquilla, hasta poder dar con lo que trabo el tornillo, posterior una vez sustraído el objeto que trabo el tornillo volver a iniciar el encendido del motor.

#### 6.8.2.8 Sistema de corte

Para el sistema de corte del ladrillo se propone alternativas como el corte manual por cizalladura y el corte automático. Sin embargo, teniendo en cuenta los requerimientos del usuario de prescindir de procesos automáticos, se descarta la segunda opción, por lo que el corte se realizara mediante una palanca de corte de forma manual.



**Figura 60.** *Sistema de corte*

**Fuente:** *Autor*

### 6.8.3 Esquema de dibujo unidos los componentes

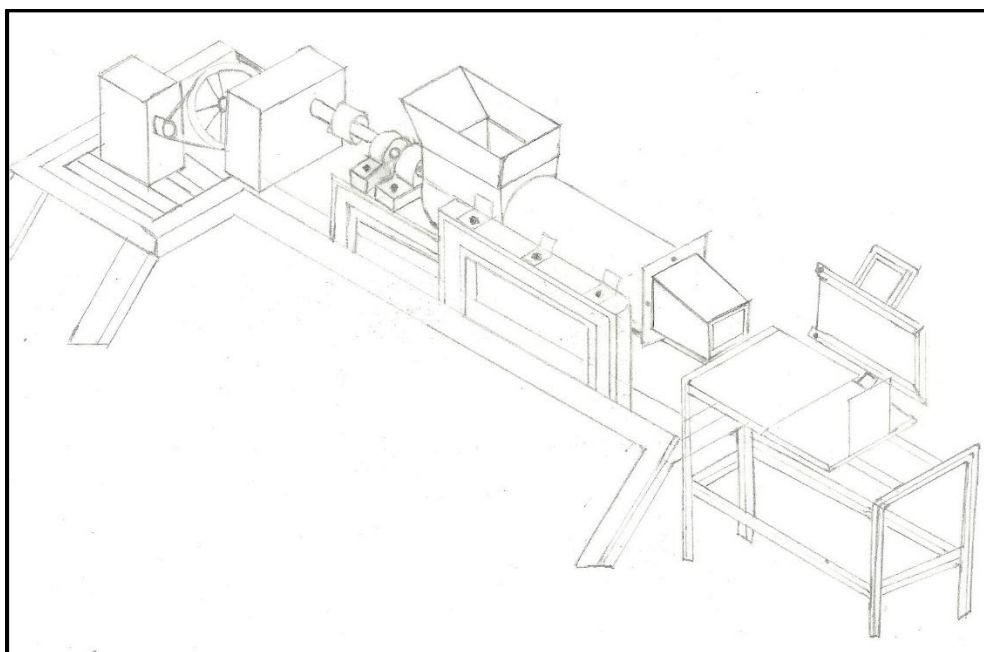


Figura 61. Esquema del diseño preliminar de la extrusora.

Fuente: Autor

### 6.9 Recomendaciones de diseño-(Proceso)

Dado que no existen normativas sobre el diseño de extrusoras, se utilizará recomendaciones de diseño de extrusoras ya construidas.

Tabla 9. Recomendaciones de diseño

Aspecto /criterios	Recomendación	Fuente
Propiedades de material de ladrillo	La resistencia a la penetración en la arcilla al salir de la extrusora debe de ser de $1.5 \text{ kg/cm}^2 - 2 \text{ kg/cm}^2$ , por debajo de este rango la arcilla que sale de la extrusora es demasiado dúctil, tiende a deformarse a la hora de transportarla al secadero, si la resistencia es superior a este rango los ladrillos son muy frágiles y a la hora de salir del horno salen rasgados.	Velilla Díaz (2008)
	Para elaboración de ladrillos tienen que presentar un porcentaje de humedad promedio en el orden del 6% – al 18% de humedad lo cual garantiza que la arcilla durante el proceso de mezcla presente una excelente desaireación y buena homogeneización de la pasta y que al final de la extrusión se obtenga resultados favorables, dado que durante la cocción del ladrillo la desaireación de la arcilla es un punto clave para evitar agrietamientos en los ladrillos.	Pérez Gonzáles y Barcos Hernández (2004)
Diseño	Al reducir la sección de salida de la boquilla, aumenta la presión máxima y baja el rendimiento de la máquina, por aumentar la corriente de reflujo o sea la cantidad de arcilla de retroceso. Por lo tanto, al aumentar la presión se alarga la zona de compresión en el interior del cilindro. Si se quiere mantener el rendimiento será preciso aumentar la velocidad de la hélice.	Peréz Gonzales & Barcos Hernández, (2004)
Diámetro de tornillo y eje	Esta relación entre diámetro de la hélice y el del eje debería fluctuar entre 2.2 y 2.6; si se incrementa la relación, se entorpece el deslizamiento de la mezcla de arcilla sobre el eje, acrecentando la formación de laminaciones.	(Peréz Gonzales & Barcos Hernández, 2004)
Boquilla	Para el diseño de la boquilla diseñar como el “troquel de lubricación de escamas”, cuyo interior estaba revestido con tiras de metal en forma de escamas de estaño, zinc o placa de latón. forrado con una tela, el llamado cuero inglés, que era un tejido de algodón firme y denso. El agua introducida a través de	Extrusión de cerámica



---

	las escamas de metal actuaba como lubricante y alisaba la arcilla	
	Para conseguir un moldeo uniforme a la salida de la extrusora, la boquilla deberá tener una longitud mínima de 200 mm.	Cún Sánchez & Barriga Rivera (2008)
<b>Hélices</b>	Para las hélices de extrusión se recomienda un acero tipo A36 o 1045, dado que optimiza el trabajo que realiza dicha máquina.	Pérez Gonzáles y Barcos Hernández (2004)
	Si el embudo es horizontal o con poca conicidad, el ángulo final del álabe de la hélice de punta será 0 con respecto a la vertical al eje del husillo. Cuando la sección de salida sea pequeña las hojas formarán un ángulo de unos 5° a 80° con respecto a la vertical a favor de la dirección de transporte. Con esto se consigue que las líneas de flujo que son perpendiculares a los álabes se deslicen paralelas a las paredes del embudo.	Perèz Gonzales & Barcos Hernández, (2004)
	El paso de la doble hélice final debe ser mayor que el paso de la hélice simple, para compensar la pérdida de rendimiento de la hélice de dos pasos.	
<b>Mesa</b>	La mesa que recibe los ladrillos extruidos debe tener una superficie lisa y suave, de modo que la masa no se pegue y, por lo tanto, no se deforme a la salida, y debe estar ubicada inmediatamente después de la salida de la boquilla.	
<b>Presión</b>	Las extrusoras siempre se diseñan para una presión de extrusión máxima permitida, por ejemplo, hasta 20 bar, dependiendo de la aplicación de diseño.	(Handle, 2007)
<b>Cilindro</b>	La superficie del cilindro debe ser muy rugosa para aumentar las fuerzas de cizalla que soportará el material y permitir así que este fluya a lo largo de la extrusora. Para evitar la corrosión y el desgaste mecánico.	(Morales, 2015)

---

**Fuente:** *Autor*

## **ETAPA DE DISEÑO PRELIMINAR.**

### **6.10 Parámetros de diseño**

De acuerdo a las necesidades, en esta parte se presenta algunos valores deseados, los cuales podrían ser los valores definitivos para el diseño como también no o que estos cambien, los cuales se sabrá después del proceso iterativo que con lleva el diseño. Entre los parámetros de diseño se obtiene las características de la mezcla de arcilla (arcilla, aserrín y agua), empezando por considerar el sistema de conformado y porcentaje de agua de acuerdo al método de extrusión.

Como se mencionó anteriormente en el diseño conceptual y como se aprecia en la tabla para fabricar ladrillos macizos, el método de extrusión es un método que se adapta para realizar el moldeo de ladrillo.

Producto-sistema	Colado	Moldeado a mano	Extrusión	Prensado en seco	Prensado en caliente	Fraguado químico
Ladrillos pavimentados		X	X	X		
Refractarios aislantes		X	X	X	X	X
Loza blanca	X	X				
Muelas abrasivas				X		
Cerámica sanitaria	X					
Cerámica especiales				X	X	
Hormigones cerámicos			X			X

Fuente:(Handle, 2007)

### 6.10.1 Nivel de presión y porcentaje de agua de acuerdo al sistema de extrusión.

Tabla 12. Porcentaje de agua y nivel de presión para diferentes sistemas de conformado

Sistema de conformado	Nivel de presión	% de agua
Colado	Nulo(columna hidrostática)	30 a 40
Moldeo plástico	Baja	25 a 30
Extrusión	Media	15 a 20
Prensado semi húmedo	Alta	6 a 12
Prensado en seco	Alta	4 a 8
Prensado hidrostático	Muy alta	0 a 15

Fuente:(Handle, 2007)

Como se indica en la Tabla 12 para el sistema de extrusión el nivel de porcentaje de agua estará entre 15 a 20 %, dicho porcentaje dependerá de la arcilla como señala el libro Frank (extrusión en cerámicas) este porcentaje podría llegar hasta el 22%, lo cual indica que la preparación de la arcilla con menos porcentaje de agua supondrá un estado plástico mediano logrando así iniciar el flujo de la arcilla con una presión media que estaría entre 1.5 MPa a 2.2 MPa, (Ver Tabla 13) por lo cual para el presente diseño se toma en cuenta el criterio de Handle, (2007), de diseñar la extrusora a su máxima presión permitida por lo cual se escoge una presión de 2 MPa para no llegar al máximo permitido de presión, con el fin de no incrementar el costo de la máquina.

### 6.10.2 Las características de la materia prima

Para las condiciones requeridas para este tipo de operación de extrusión son:

- **El tipo de material a extruir**

Arcilla cerámica.

- **Tamaño promedio de las partículas**

Mediante observación en la zona de producción de ladrillo, los tamaños máximos de las partículas de arcilla eran de 1/2".

- **El tipo de fluidez**

Lenta

- **Abrasividad**

Semi-abrasivos o abrasivos, granulares o pequeños tamaños en mezcla con polvos.

### **6.10.3 Características del extrusor - hélice**

Como se indica en la matriz ponderada en el capítulo etapa de diseño conceptual, el tipo de tornillo extrusor será mono husillo. Con respecto a la hélice, la cual ejerce la acción de arrastre, compactación y compresión sobre la mezcla de arcilla, esta cuenta con características propias que permiten tener mayor o menor resistencia, mayor o menor capacidad de flujo, etc. Esto gracias a la forma de las hélices y a sus ángulos de inclinación, a las características del tornillo sinfín, principalmente el diámetro y el paso, que es la distancia entre hélice y hélice. De acuerdo a la Tabla 9 el tipo de hélice seleccionada es la de paso variable, la cual se utiliza para la compresión de productos, donde el tipo de paso de acuerdo a (Handle, 2007), destaca que “En la industria actual de la arcilla estructural se emplea normalmente el barreno de un solo paso con un barreno delantero de uno o tres pasos. La tarea de este último es dividir el material alimentado por el sinfín de un solo paso, que llega de manera asimétrica, en dos mitades casi idénticas.” (p.118)

Por otra parte, los autores Pérez Gonzales & Barcos Hernández, (2004) indica que si el canal de la hélice solo tuviera una salida, la arcilla se alimentaría de manera desigual y puntual a la boquilla, moviéndose en círculos a medida que la hélice gira. Estos dos efectos producen un flujo intermitente que se refleja en la barra extruida en forma de ondulaciones más o menos marcadas, las cuales luego se traducen en deformaciones en las piezas cocidas. Para evitar esto se utiliza en la punta una doble hélice con un paso mayor que la hélice simple.(ver Tabla 9)

Al igual, los investigadores Perèz Gonzales & Barcos Hernández, (2004) destacan en su investigación que entre la punta de la doble hélice y el resto de la hélice simple se deja un espacio hueco desprovisto de cualquier hélice, indicando que este espacio sirve como zona ecualizadora de presión y flujo. Además, se ha demostrado que es altamente

efectivo para corregir la tendencia de ciertas arcillas a agitarse o torcerse durante el proceso de extrusión.

Por lo cual para el diseño se empleará un paso constante y en la última hélice se usará una hélice doble de paso mayor, con el fin de cumplir con lo antes mencionado.

#### 6.10.4 Capacidad requerida de ladrillos por hora

Teniendo en cuenta los requerimientos del productor se desea que la máquina realice 5000 ladrillos a la semana por lo que se toma en cuenta que se necesita 2 días para el secado del ladrillo, pero en el caso del diseño la mezcla tiene un porcentaje mucho menor de agua por lo que se estima que se necesita 1 día para poder apilarlo para un mayor secado, para lo cual se dividirá la cantidad deseada por 3 días y a esta se la dividirá para que trabaje al día 4 horas, pero a este flujo se le incrementará un 10 % debido que el proceso de fabricación existen contratiempos, con lo cual la máquina quedará un poco sobredimensionada, pero cumplirá el objetivo de producción de producirse a veces contratiempos.

$$\frac{5000 \text{ unidades}}{3 \text{ dias}} = 1666.67 \approx 1667 \frac{\text{unidades}}{\text{dia}}$$

$$\frac{1667 \frac{\text{unidades}}{\text{dia}}}{4 \text{ horas}} = 416.75 \frac{\text{unidades}}{\text{hora}} * 1.10 = 458.42 \frac{\text{unidades}}{\text{hora}} \approx \frac{460 \text{ unidades}}{\text{hora}}$$

$$\frac{460 \text{ unidades}}{\text{hora}} * \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}} = 7,66 \frac{\text{unidades}}{\text{minuto}} \approx 8 \frac{\text{unidades}}{\text{minuto}}$$

- **Flujo volumétrico**

Para encontrar el volumen como la densidad se realizó un ensayo, (ver Anexo 5) donde un ladrillo de dimensiones de ( 29x14x9 ) cm recién moldeado con un 15% a 20% de humedad tiene una masa de 6.35 kg y una densidad de 1737.82 kg/m<sup>3</sup>.

Teniendo en cuenta estos valores se reemplaza en la ecuación (32) para encontrar el volumen.

$$V = (0.29 * 0.14 * 0.09)m = 0.0037 \text{ m}^3$$

Se reemplaza este valor en la ecuación (33) y se obtiene el flujo volumétrico.

$$\dot{v} = 0.0037 \text{ m}^3 * \frac{460}{h} = 1.681 \frac{\text{m}^3}{h}$$

Obteniendo esto se tiene que el volumen de 460 ladrillos en una hora es de 1.681 m<sup>3</sup>/h de mezcla de arcilla.

- **Flujo másico.**

Considerando el flujo volumétrico y la densidad se obtuvo con la ecuación (35) se obtuvo el flujo másico:

$$\dot{m} = 1737.82 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1.681 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 2921 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Para constatar que se cumpla esto se tiene que se debe ingresar a la tolva en 1 hora una cantidad de masa para 460 ladrillos.

Para verificar que el operario cumpla con esta demanda se realiza el siguiente análisis, como se indica en el Anexo 6 la capacidad de mezcla que puede ofrecer 1 operario realizando un gran esfuerzo y de manera constante es de 65.69 kg en 1 minuto.

Y el operador en una hora estaría aportando

$$\dot{m}_{\text{operador}} = \frac{60\text{min}}{1\text{h}} * 65.69 \frac{\text{kg}}{\text{min}} = 3941.4 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Por lo que se cumple que el abastecimiento del operador para la capacidad y en ese tiempo se cumple, teniendo un tiempo adecuado para llenar de tal manera de no exigir al tope al operario. En la Tabla 37 se presenta un resumen, con las características importantes a tomar en cuenta en el diseño.

**Tabla 37.** *Parámetros de diseño*

<b>Parámetros de diseño</b>	<b>Por hora de trabajo</b>
	Alto: 9cm
Dimensiones del ladrillo	Ancho: 14cm Largo: 29cm
Método de moldeo	Extrusión
Granulometría	½"
Fluidez	lenta
Presión de extrusión	2 MPa
Humedad	20%
Clase de material a extruir	Arcilla (Clase IV)
Cantidad de ladrillos	460ladrillos/h
Volumen de un ladrillo	0.0037 m <sup>3</sup>
Volumen de ladrillos por hora	1.681 $\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$
Densidad	1737.82 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Velocidad de extrusión	40 rpm
Flujo másico	2921 $\frac{\text{kg}}{\text{h}}$

**Fuente:** *Autor*

## 6.11 Diseño de los componentes

Teniendo en cuenta estos parámetros se procederá a realizar el diseño de los diferentes sistemas como componentes de la extrusora aplicando la metodología antes propuesta.

### 6.11.1 Diseño de la geometría del tornillo extrusor.

Para el diseño del diámetro del extrusor se utiliza la ecuación (39), pero antes se escoge los valores de  $\lambda$ , como el valor de  $i$  de la Tabla 16 y Tabla 17.

Como la arcilla para extruir está catalogada como una carga semi-abrasivo, se escogerá de la tabla 16 un valor medio entre 0.12 y 0.25 escogiendo 0.18 como valor de coeficiente de relleno. Para el coeficiente de disminución del flujo de material debido a la inclinación del transportador. Se tomó para una inclinación de cero grados, valor correspondiente a 1.

Reemplazando valores se tiene:

$$D_b = \sqrt[3]{\frac{240 * 2921 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{3600 * 0.18 * \pi * 0.65 \frac{\text{rev}}{\text{h}} * 1737.82 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1}} = 0.145\text{m}$$

El diámetro recomendado para el tornillo calculado es de 0.145 m. Con el valor mencionado, se procede a consultar la tabla siguiente y seleccionar el tamaño cercano al diámetro calculado. Este valor facilita la determinación del diámetro máximo y la velocidad máxima a las cuales sería posible diseñar el tornillo de la extrusora, con el fin de prevenir problemas con la materia prima o los mecanismos de la extrusora.

**Tabla 38.** Velocidad máxima( rpm) según la clase de material

Diámetro del tornillo(mm)	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV	Clase V
100	180	120	90	70	30
200	160	110	80	65	30
300	140	100	70	60	25
400	120	90	60	55	25

**Fuente:**(Ingemecánica, 2019)

Con el valor de diámetro de 0.145mm, se procede a consultar en la Tabla 38, el tamaño cercano al diámetro calculado. Este valor facilita la determinación del diámetro máximo y la velocidad máxima a las cuales sería posible diseñar el tornillo de la extrusora, con el fin de prevenir problemas con la materia prima o los mecanismos de la extrusora, donde la arcilla se encuentra clasificado como un material pesado, catalogado como semi-abrasivo o abrasivo, granular, y para este tipo de material, el número de

revoluciones debe estar en un rango de 29 a 65 rpm. De acuerdo a la Tabla 38, el diámetro del tornillo máximo sería de 200 mm a una velocidad de 65 rpm, pero para el diseño se redondeará el valor antes calculado a 150 mm como diámetro del tornillo y con la ayuda del análisis paramétrico se escogerá el rpm del tornillo como el diámetro del eje.

Es importante destacar que elegir un diámetro mayor al empíricamente seleccionado permitiría bajar las revoluciones de giro del tornillo, esto con el fin de evitar que haya un calentamiento en la periferia del cilindro y evitar cambios en la viscosidad.

- **Longitud del tornillo extrusor**

Para calcular la longitud se aplicó la ecuación (40) y se obtiene:

$$L = 5 * 0.150m = 0.750m$$

- **Paso**

Para calcular el paso se aplicó la ecuación (41) y se obtiene:

$$p = 0.8 * 0.150m = 0.120m$$

- **Ancho del filete**

El ancho del filete se calcula aplicando la ecuación (42):

$$e = 0.06 * 0.150m = 0.009m$$

- **Cálculo del número de filetes del tornillo**

Para el cálculo se utilizó la ecuación (43):

$$\#Filetes = \frac{0.750m}{0.120m} = 6.2$$

- **Tolerancia del tornillo extrusor**

Mediante la ecuación (44) se calcula la tolerancia del tornillo:

$$\delta = 0.03 * 0.150m = 0.005m$$

- **Longitud de la zona de extrusión**

Al aplicar la ecuación (45) se obtiene:44

$$L_T = (6 - 2) * 0.120m = 0.480m$$

### **6.11.2 Diseño paramétrico mediante Excel para encontrar el diámetro del eje.**

Para el diseño del eje del tornillo se ingresaron las ecuaciones de la 47 a la 59 en el programa Excel (ver Anexo 9) junto con los datos de entrada de la Tabla 39. El análisis se lo realizó con el fin de graficar la relación entre el flujo másico y el diámetro del eje, para lo cual se ingresó diferentes diámetros de ejes desde 120 mm a 20 mm a diferentes presiones desde 1 MPa a 2.2 MPa como lo indica la teoría para este tipo de trabajo, del cual se tomará un nivel de extrusión de 2 MPa debido a las recomendaciones de diseño.

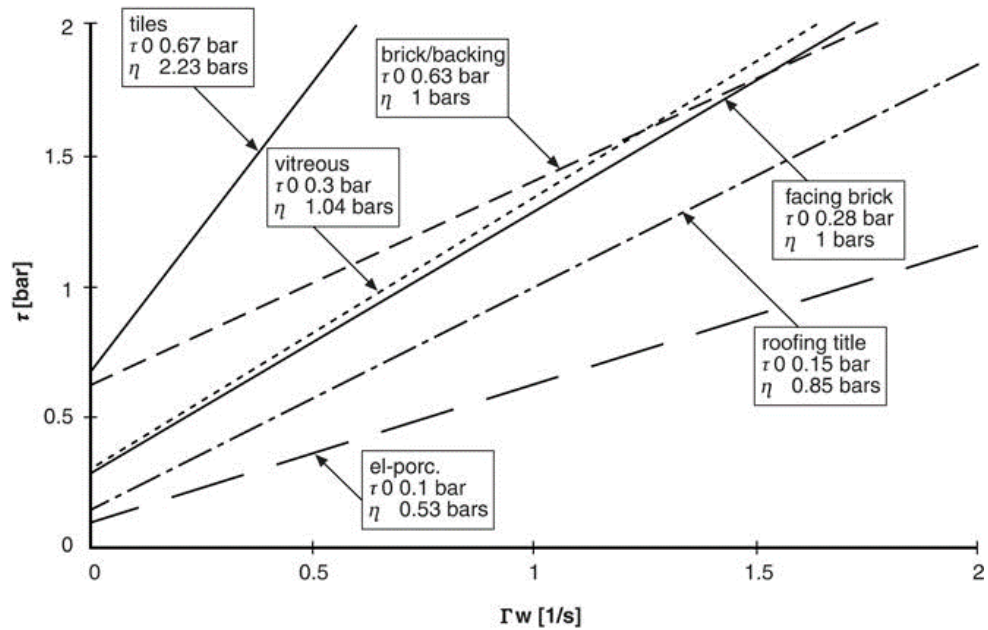
**Tabla 39.** *Parámetros para iniciar el cálculo*

<b>Descripción</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>
Longitud del eje	$L$	0.750 m
Paso del tornillo	$p$	0.120 m
Longitud de la zona de extrusión	$L_T$	0.480 m
Densidad	$\rho$	1737.82 kg / m <sup>3</sup>
Revoluciones del tornillo	$N$	38 rpm
Diámetro del tornillo	$D_b$	0.150 m
Viscosidad del material	$\eta$	1bars 1.5 MPa
Presiones de trabajo	$dp$	1.8 MPa 2 MPa 2.2 MPa
Diámetro del eje	$D_c$	120 mm a 20 mm
Flujo másico	$\dot{m}$	2921Kg kg /h

**Fuente:** *Autor*

Para el cálculo de la viscosidad se la eligió con base en un estudio que lo llevo a cabo Bingham donde se observa varios tipos de materiales utilizados para la construcción, como se puede apreciar hay unos en los cuales el esfuerzo cortante inicial para hacer fluir el material no es tan grande como en otros, sin embargo, la pendiente indica que tan difícil es hacer fluir el material después de que se vence el esfuerzo cortante inicial, por ejemplo, en las tejas, el cortante aumenta considerablemente después de vencer el esfuerzo cortante inicial.

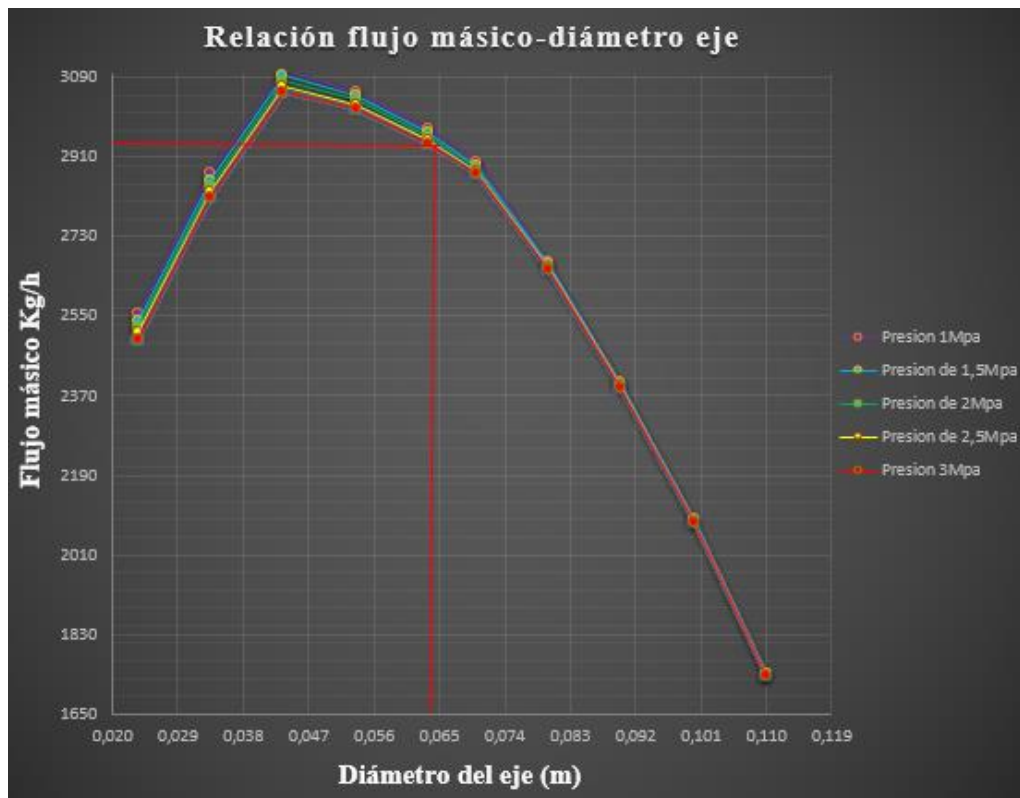




**Figura 62.** Viscosidad de la arcilla para tipo Brick/ Backing

Fuente:(Handle, 2007)

En el caso analizado, estableciendo la viscosidad de la arcilla tipo Brick/Backing y las dimensiones previamente indicadas, se generó una representación gráfica paramétrica compuesta por 5 curvas. Dichas curvas ilustran la correlación existente entre el flujo másico y el diámetro del eje bajo diferentes condiciones de presión.

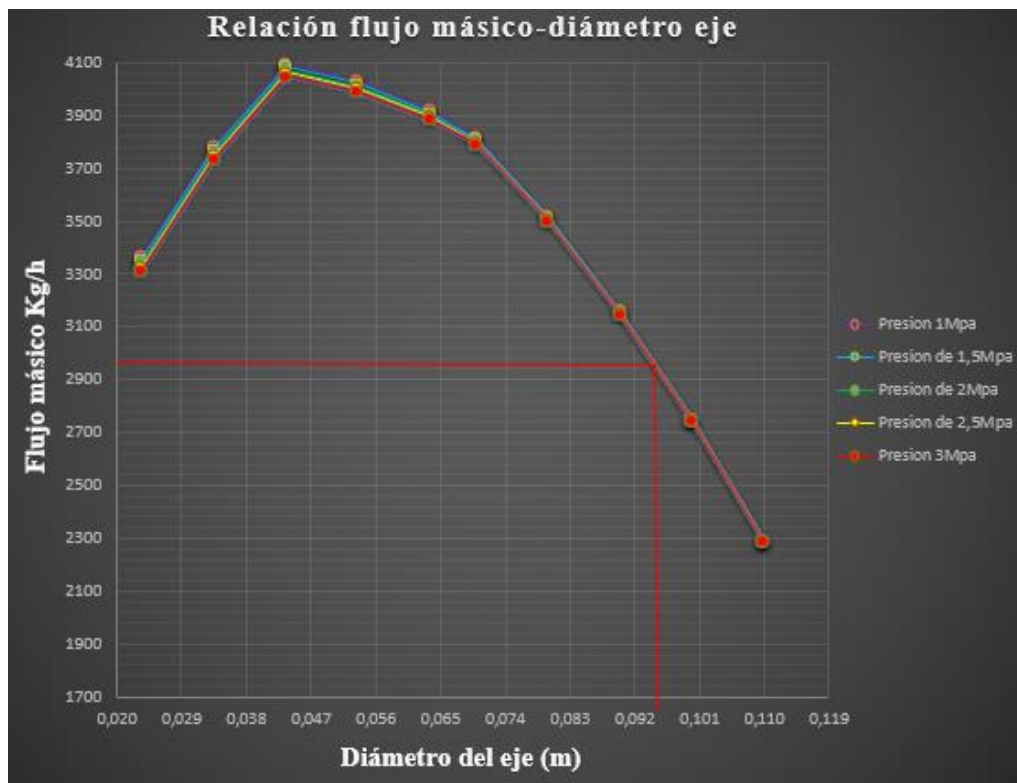


**Figura 63.** Relación flujo másico-diámetro del eje

Fuente: Autor

Al realizar el cálculo se aprecian 5 curvas en la Figura 63 que simboliza la relación entre el diámetro del eje y el flujo másico a diferentes presiones y a una velocidad de 38 rpm, donde se aprecia que al tener un diámetro de tornillo de 150 mm y tener diámetros de eje menor a 60 mm el caudal se aumenta, debido a que se presentara un flujo de presión mucho mayor, de manera similar, ocurre que al tener diámetros de eje mayores a 60 mm el caudal se va reduciendo debido a que el área de transporte de la masa se reduce, lo que significa tener un menor flujo de arrastre.

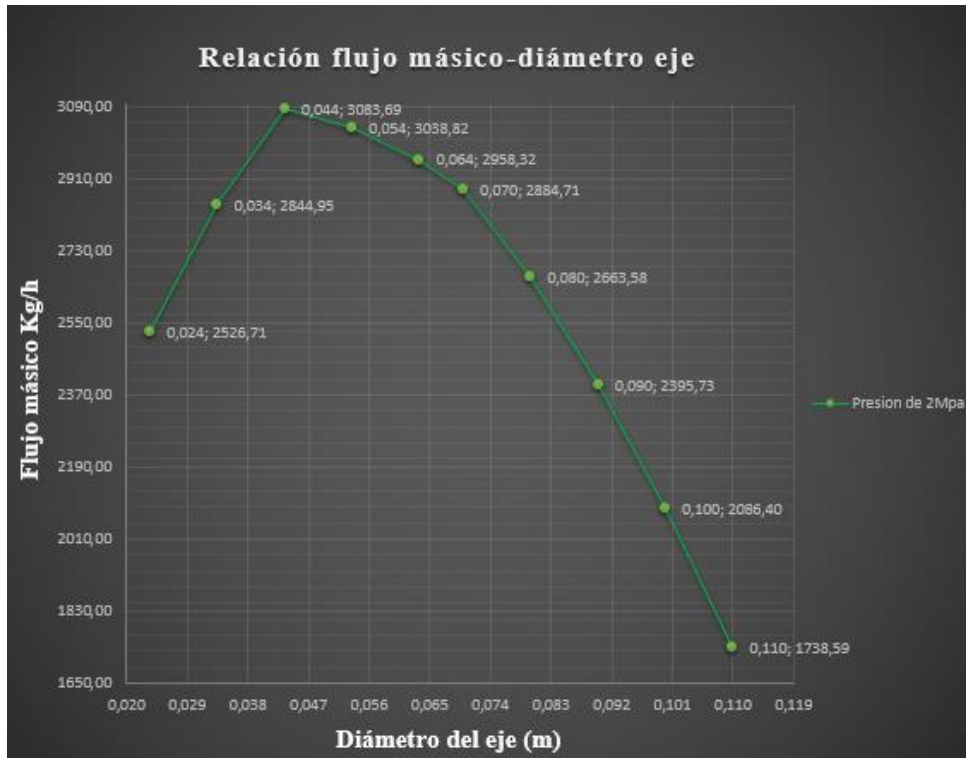
Al igual al trabajar con una velocidad de 50 rpm mayor a la anterior, se obtuvo un valor de diámetro de eje mayor de 90 mm.



Fuente: Autor

El objetivo de estas gráficas fue encontrar el menor diámetro de eje posible ( $D_c$ ) para un caudal másico de 2921 kg/h, caudal equivalente a 460 ladrillos por hora.

De este análisis se obtiene que el diámetro del eje será de 63.5 mm a una presión de extrusión de 2 MPa a 38 rpm, en este paso del diseño se puede apreciar que se cumple con la recomendación de diseño de tener una relación entre diámetros de 2.2 a 2.6 trabajando a una presión de 2 MPa. Ver Anexo 9.



**Figura 64.** Curva de relación flujo másico- diámetro del eje a 2 MPa

Fuente: Autor

### 6.11.3 Geometría de la hélice

Al aplicar las ecuaciones de la (60) a la (68) se obtuvo las medidas geométricas de las hélices. Teniendo en cuenta que la tolerancia del tornillo es de 5 mm a cada lado, el diámetro exterior de la hélice será de 140 mm.

Datos:

- $\phi_{exterior} = 140 \text{ mm}$
- $\phi_{interior} = 63.5 \text{ mm}$
- $Paso = 120 \text{ mm}$
- $A = \frac{140 \text{ mm} - 63.5 \text{ mm}}{2} = 38.25 \text{ mm}$
- $L_E = \sqrt{(140 \text{ mm})^2 * (\pi)^2 + (120 \text{ mm})^2} = 455.88 \text{ mm}$
- $L_I = \sqrt{(63.5 \text{ mm})^2 * (\pi)^2 + (120 \text{ mm})^2} = 232.80 \text{ mm}$
- $r = \frac{38.25 \text{ mm} * 232.80 \text{ mm}}{455.88 \text{ mm} - 232.80 \text{ mm}} = 39.91 \text{ mm}$
- $R = 39.91 \text{ mm} + 38.25 \text{ mm} = 78.16 \text{ mm}$
- $\Delta = 2\pi * 78.16 \text{ mm} = 491.11 \text{ mm}$
- $\beta = \frac{455.88 \text{ mm} * 360^\circ}{491.11 \text{ mm}} = 334.18^\circ$

- $X = 360^\circ - 334.18^\circ = 25.81^\circ$
- $L = 491.11\text{mm} - 455.88\text{mm} = 35.21\text{mm}$

#### 6.11.4 Cálculo de la potencia

##### 6.11.4.1 Potencia para la compresión( $P_c$ )

- **Velocidad de avance**

Como la máquina fabricará 460 ladrillos por hora se calculará el número de ladrillos que debe fabricar por segundo.

$$460\text{ladrillos} \quad 3600\text{s}$$

$$1\text{Ladrillo} \quad t$$

$$t = 7.87\text{ s}$$

Aplicando regla de tres simples se tiene que se demorara 7.82s

Teniendo el tiempo se aplica la ecuación (72) obteniendo:

$$v = \frac{0.29\text{m}}{7.82\text{s}} = 0.037 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Para encontrar la fuerza ejercida por el tornillo se utiliza la ecuación (71) y (70).

Donde:

$$u = \frac{0.0635\text{m}}{0.15\text{m}} = 0.423$$

$$F_x = 2000000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * \left( \frac{\pi * ((0.15\text{m}))^2}{4} \right) * (1 - 0.423^2) = 29009.07\text{N}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (69) se obtiene:

$$P_c = 29009.074\text{N} * 0.037 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 1.44\text{ HP}$$

##### 6.11.4.2 Potencia para mover el transportador vacío ( $P_v$ )

Con un diámetro de helicoides de 6 pulgadas se elige un factor de diámetro de 18, y mediante la ecuación (73) se obtiene la potencia para mover el transportador vacío:

$$P_v = \frac{3.16\text{ft} * 38\text{rpm} * 18}{1000000} = 0.002\text{ HP}$$

##### 6.11.4.3 Potencia de elevación

En este caso no existe la extrusora funcionara en un plano sin inclinación.

$$P_{ST} = 0$$

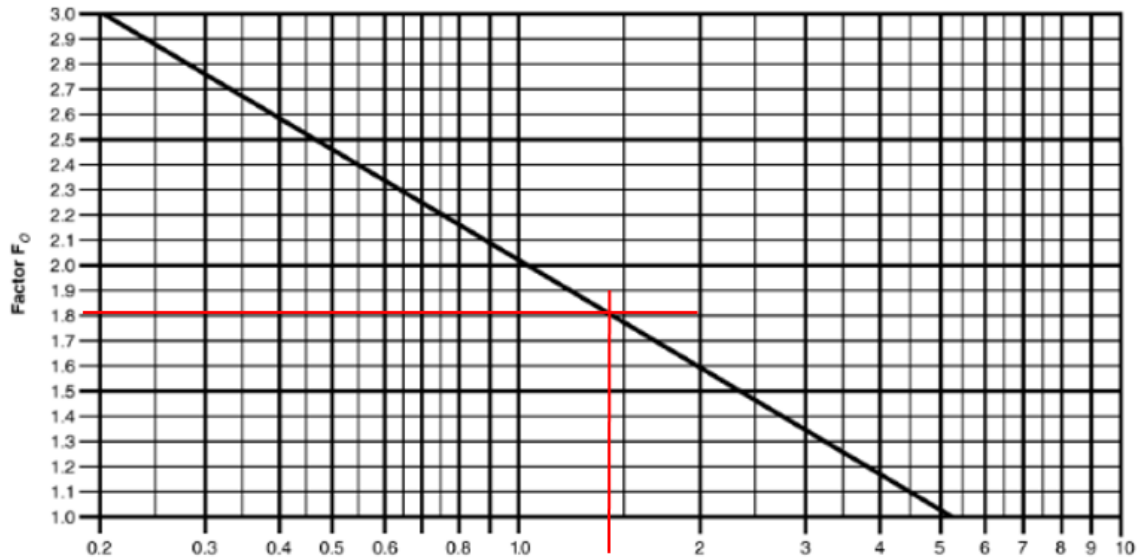
#### 6.11.4.4 Potencia para mover el material

Para determinar la potencia requerida para mover el material, inicialmente se seleccionó el factor  $F_m$  correspondiente al tipo material, siendo para el caso de la arcilla un valor de dos, según la Tabla 20. Luego se escogió un factor por porcentaje de carga  $ft$ , al tomar un porcentaje de carga máximo del 95% para un tornillo helicoidal estándar. Con estos parámetros definidos, se procedió a reemplazar los respectivos valores en la ecuación (74) donde se obtiene:

$$P_n = \frac{59.358 \frac{ft^3}{h} * 2.46ft * 108.489 \frac{lb}{ft^3} * 1 * 2}{1000000} = 0.030 \text{ HP}$$

Se suma todas las potencias y se encuentra el factor  $F_0$  de la Tabla 21.

$$P_c + P_v + P_n + P_{ST} = (1.442 + 0.002 + 0.030 + 0) \text{HP} = 1.474 \text{ HP}$$



De acuerdo a la Tabla 21, entrando con el valor de la potencia de 1.74 HP para el eje x de la potencia de 1.74HP y trazando una línea vertical con la línea diagonal, el factor de sobrecarga es 1.8 y de la Tabla 22, el valor de la eficiencia es 0.87, dado que se utilizará un reductor de engranajes con transmisión de bandas V y cople.

Reemplazando en la ecuación (75) se tiene:

$$P_{total} = \frac{(1.474 \text{ HP})1.8}{0.87} = 3.049 \text{ HP}$$

Se requieren 3.049 HP para manejar  $59.358 \frac{ft^3}{h}$  de mezcla de arcilla.

### 6.11.5 Selección del motor

Al indagar entre las diferentes marcas de motores se escogió la marca Honda por su gran comercialización en el mercado.

**MOTOR ESTACIONARIO GXR120 - 4HP** **\$430**

CRÉDITO 5 MESES SIN INTERESES  
Entrada: \$86 Cuota: \$68.80  
El motor GXR120 está desarrollado exclusivamente para brindar la energía ideal para apisonadores: equipos utilizados para compactar suelo u otro material granular.  
Perfecto para aplicaciones de servicio pesado.

[VER DETALLES](#)

**MOTOR ESTACIONARIO GX160 - 5.5HP** **\$275**

CRÉDITO 5 MESES SIN INTERESES  
Entrada: \$55 Cuota: \$44  
Los motores Honda son legendarios por su confiabilidad y rendimiento superiores. El modelo GX160 diseñado para cargas HEAVY DUTY, posee bajos niveles de ruido, bajas vibraciones y bajas emisiones. Puede ser utilizado en múltiples aplicaciones industriales, agrícolas, etc.

[VER DETALLES](#) [Chatea](#)

**Figura 65.** Motores Honda

**Fuente:** Honda

Al revisar en la página de Honda se presentan 2 tipos de motores estacionarios, (Ver Figura 65) el primero un MOTOR ESTACIONARIO GXR120 de 4 HP con un costo de \$430, el segundo es un MOTOR ESTACIONARIO GX160 de 5.5 HP con un costo de \$275, el precio varía, dado que el primer motor está diseñado para soportar altas vibraciones, por lo que se decide seleccionar el segundo motor por su menor costo y mayor potencia, es decir se seleccionó este motor dado que al contar con una mayor potencia beneficiará al motor para no forzar al máximo del mismo.

En la Tabla 65 ubicada en el Anexo 10, se presenta las especificaciones técnicas del motor estacionario GX160 de 5.5 HP.

### 6.12 Diseño del mecanismo de reducción de velocidad.

En la Figura 66 se presenta la curva de potencia, donde el motor de 5.5 HP a 2,500 rpm genera el mayor torque de 1,1 kgf\*m (10.78Nm) entregando una potencia de 3.7 HP suficiente para satisfacer los requerimientos de potencia de la extrusora.

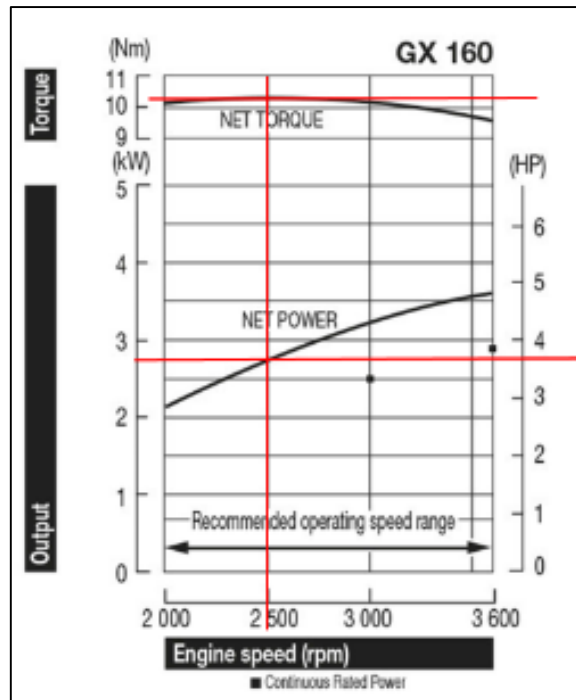


Figura 66. Curva del motor.

Fuente: Honda

Como se mencionó en la etapa de diseño conceptual, la reducción de velocidad del motor se realizará primeramente con una transmisión de poleas y otra parte con una caja reductora de velocidad. (Ver Figura 67)

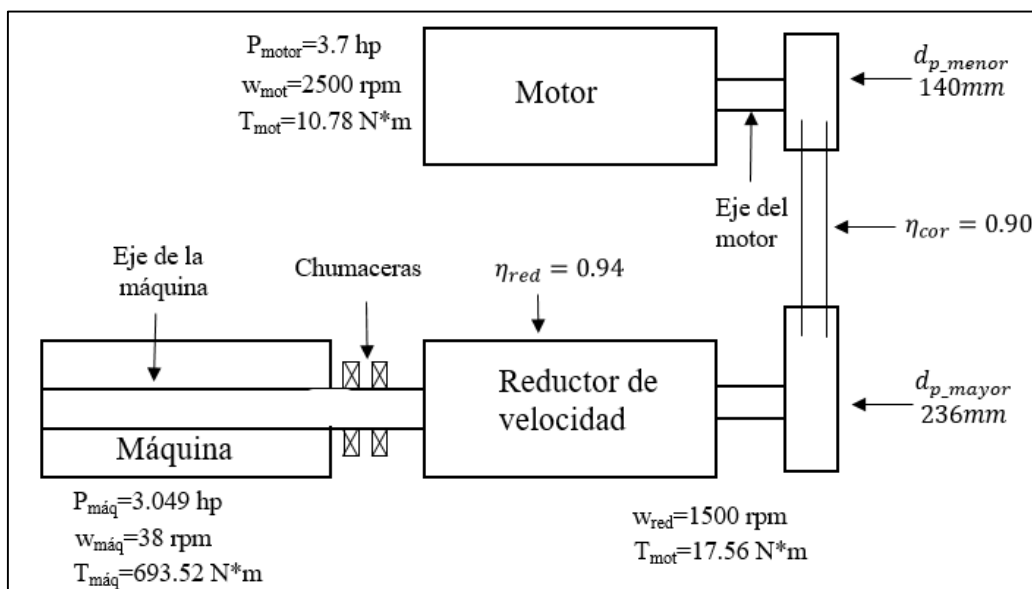


Figura 67. Diagrama cinemático de la máquina.

Fuente: Autor

### 6.12.1 Diseño de los elementos de transmisión

### 6.12.2 Diseño del sistema de transmisión por correas

#### 6.12.2.1 Cálculo y dimensionamiento de la transmisión por correas.

Para el cálculo de la transmisión de poleas se usará la metodología propuesta por DUNLOP. Primeramente, se calcula la potencia corregida, para lo cual se selecciona el factor de corrección de la potencia  $F_{cp}$  de la Tabla 40, donde para una extrusora con un motor de combustión mono cilíndrica se tiene un factor de 1.5:

**Tabla 40.** Factor de corrección de la potencia

Tipo de máquina conductora Tipo de máquina conducida	Motores de corriente alterna, torque normal, a jaula de ardilla, sincrónicos; fase partida. Motores de corriente continua, bobinado en shunt. Máquinas de combustión interna, cilindros múltiples.			Motores de corriente alternada, alto torque, alto deslizamiento, bobinado en serie y anillado colector. Motores de corriente continua, bobinado en serie y bobinado compound. Máquina a combustión interna, monocilíndrica. Ejes en línea. Arranque directo y con embrague		
	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal de 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias	Servicio continuo hasta 7 horas diarias	Servicio normal de 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias
Agitador para líquidos y semilíquidos, ventiladores y aspiradores, compresores y bombas centrífugas. Sopladores hasta 10 HP. Transportadores livianos.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Cintas transportadoras para arena, granos, etc. Mezcladores de panadería. Sopladores de más de 10 HP, generadores. Línea a ejes (ejes principales), máquinas de lavaderos, máquinas herramienta, punzadoras, prensa, guillotinas, bombas rotativas positivas. Máquinas de imprenta, zarandas vibradoras y giratorias.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquina de ladrillos y cerámicas, elevadores a cangilones. Generadores y excitatrices. Compresores a pistón, transportadores, molinos a martillos, molinos batidores para papel, bombas a pistón, sopladores positivos. Pulverizadores, desmenuzadoras, sierras y máquinas para elaboración de madera, máquinas textiles.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias, mandíbulas, bolas). Molinos (bolas, laminadores, barras). Calamandra para goma, bambury-extrusoras.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Fuente:(DUNLOP, 2024); página 36

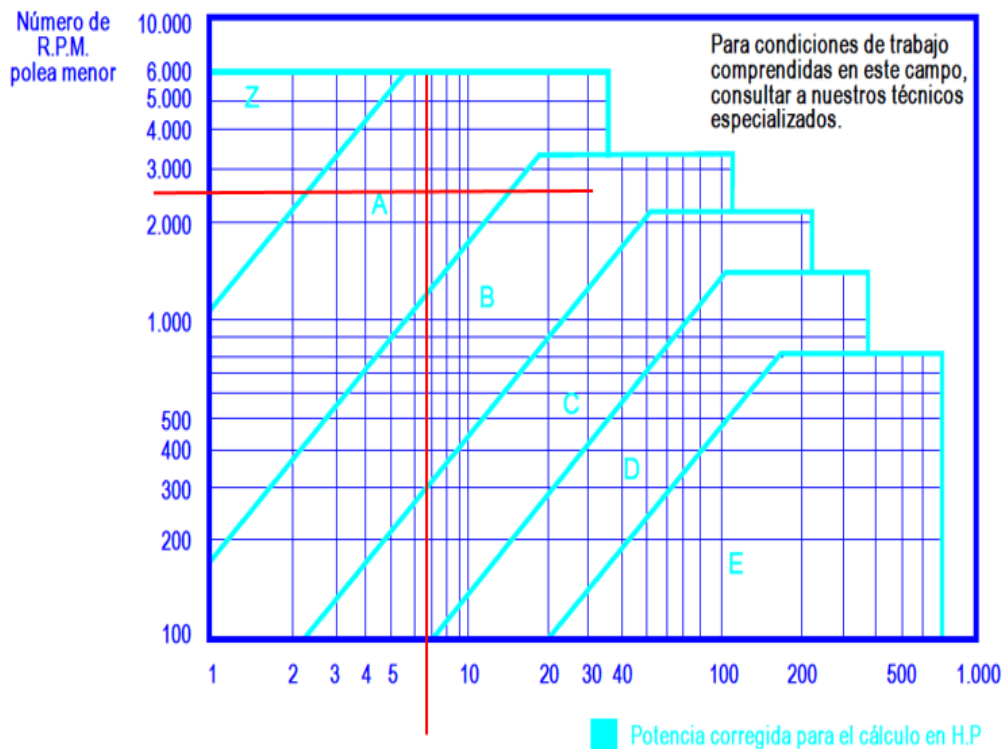


- **Cálculo de la potencia de diseño.**

Para el cálculo de la potencia de diseño se multiplica la potencia a transmitir por el factor de servicio que es de 1.5. La potencia de diseño según la ecuación siguiente es:

$$Pd = Peje * Fs = 3.7 HP * 1.5 = 5.550 Hp$$

En la extrusora se usará una relación de transmisión de reducción, donde el eje más rápido gira a una velocidad de 2500 rpm, con esta velocidad y la potencia corregida de 5.55 HP, se procede a determinar la sección de la correa empleando la Figura 68, por lo tanto, la sección de correa seleccionada es de tipo A.



**Figura 68.** Sección de correa

**Fuente:**(DUNLOP, 2024) página 39

Según se indica en el catálogo de referencia consultado sobre Elementos de Máquinas, Correas y Poleas; es posible utilizar relaciones de transmisiones desde 4 a 5 incluso hasta 10 o 15 pero teniendo en cuenta que las dimensiones exteriores de las poleas aumentan considerablemente y disminuye el ángulo de contacto en la polea menor. Considerando lo anterior y revisando las especificaciones técnicas proporcionadas por el fabricante para el reductor seleccionado; se definió emplear una proporción de reducción de 2500 rpm de entrada a 1500 rpm de salida. Esta relación se estimó adecuada tanto para el emparejamiento del reductor como para obtener tamaños estándares de poleas disponibles comercialmente.

- **Cálculo de la relación de transmisión**

Para este cálculo se utiliza la ecuación siguiente, donde se obtiene un cociente entre la velocidad angular de la polea motriz, sobre la velocidad de la polea receptora, por lo tanto, la relación de transmisión es:

$$i = \frac{2500\text{rpm}}{1500\text{ rpm}} = 1.66$$

Donde  $i$  al ser que uno se deduce que la relación de transmisión es de reducción de velocidad.

- **Selección de la polea menor.**

Se utilizó la Tabla 41, conociendo que la selección de la correa a utilizar es de tipo A, se escoge el diámetro primitivo de la polea mínimo recomendado para este tipo de correas, por esta razón el diámetro de polea mínimo escogido es de 90 mm que estará acoplada al eje del motor.

**Tabla 41.** Diámetro primitivo de la polea mínimo

Tabla N° 1						
$\phi$ mm	Z	A	B	C	D	E
50						
53						
56						
60	•					
63	••					
67	•					
71	••	•				
75	•	•				
80	••	•				
90	•	••				
95		•				
100	••	••				

Fuente:(DUNLOP, 2024) página 14

- **Cálculo del diámetro primitivo de la polea receptora.**

Para obtener el diámetro de la polea mayor se emplea la siguiente ecuación donde el diámetro de la menor o diámetro de polea receptora  $d_{p-menor} = 100\text{mm}$  y la relación de transmisión  $i$  es de 1.66.

$$d_{p_mayor} = 100\text{ mm} * 1.66 = 150\text{ mm}$$

- **Cálculo de la distancia entre centros**

Para calcular la distancia entre centros se emplea la ecuación siguiente donde se emplea un coeficiente de multiplicación de 1.5, dado que con este valor se obtiene la distancia dispuesta entre centros de la máquina, por lo tanto, la distancia entre centros es:

$$D_{c-c} = 1.5 * (d_{p-menor} + d_{p-mayor})$$

$$D_{c-c} = 1.5(90mm + 150mm) = 360 mm$$

- **Cálculo de la longitud de la correa.**

Para el cálculo de la longitud se usa la siguiente ecuación:

$$L_{primitiva} = 2 * D_{c-c} + 1.57 (d_{p-menor} + d_{p-mayor}) + \frac{(d_{p-mayor} - d_{p-menor})^2}{4 * D_c}$$

$$L_{primitiva} = 2 * 360mm_c + 1.57(90mm + 150mm) + \frac{(150mm - 90mm)^2}{4 * 360mm} = 1099.3mm$$

Con la longitud primitiva se escogerá de la Tabla 42, una correa más próxima a esta longitud. Donde la correa sección “A” seleccionada es la “N.º 42 in”.

**Tabla 42.** Longitud primitiva nominal

Tabla N° 6		Longitud primitiva nominal				
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-
50	1295	1306	1318	1344	-	-
51	1320	1330	1328	1357	-	-
52	1346	1354	1367	1394	-	-
53	1371	1381	1392	1429	-	-
54	1397	1405	1410	1442	-	-

Fuente:(DUNLOP, 2024) página 12

- **Determinación del arco de contacto de la polea menor**

El arco de contacto de la correa sobre la polea menor se determina con la siguiente fórmula.

$$\circ = 180 - 57 * \frac{d_{p-mayor} - d_{p-menor}}{D_c}$$

$$\circ = 180^\circ - 57 * \frac{150mm - 90mm}{360mm} = 170.55^\circ$$

- **Cálculo de velocidad angular y lineal.**

Para estos cálculos se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$w_2 = \frac{2500 \frac{rev}{min} * \frac{2\pi rad}{1rev} * 1 min}{60 s}$$

$$w_2 = 261.79 \frac{rad}{s}$$

$$v_2 = 261.79 \frac{rad}{s} * 0.045 m$$

$$v_2 = 11.78 m/s$$

Donde la máquina dispone de una velocidad lineal “ $v = 11.78 m/s$ ” en la polea motriz, el cual se encuentra dentro del rango admitido para aplicar transmisiones por correas.

➤ **Cálculo de número de correas.**

Para el cálculo se requiere de los factores de corrección:

De la Tabla 43, el factor de corrección en función del arco de contacto de la polea menor es  $F_c = 0.98$ .

**Tabla 43.** Factor de corrección en función del arco de contacto de la polea menor

Tabla Nº 5		Factor de corrección	
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana	
180°	1.00	0.75	
175°	0.99	0.76	
170°	<u>0.98</u>	0.77	
167°	0.97	0.78	
164°	0.96	0.79	

Fuente:(DUNLOP, 2024) página 38

De la Tabla 44, el factor de corrección en función de la longitud de la correa es  $F_{cl} = 0.90$ .

**Tabla 44.** Factor de corrección en función de la longitud de la correa

Tabla Nº 4		Sección de la correa		
Longitud correa	Z	A	B	C
16	0.80	-	-	-
24	0.83	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-
31	0.89	0.84	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-
38	0.93	0.88	0.83	-
42	0.95	0.90	0.85	-
46	0.97	<u>0.92</u>	0.87	-
51	0.99	<u>0.94</u>	0.89	0.80

Fuente:(DUNLOP, 2024) página 38

- **Prestación base total.**

**Selección de la prestación base y prestación adicional.**

De la Tabla 45, se determinó la prestación base y la prestación adicional para 2500 rpm no existe en la tabla, por lo que se procede a interpolar para encontrar las prestaciones.

$$P_b = 2.14 \text{ HP} + \frac{(2.24\text{HP} - 2.14\text{HP})}{(2600\text{rpm} - 2400\text{rpm})} * (2500\text{rpm} - 2400\text{rpm}) = 2.190 \text{ HP}$$

$$P_a = 0.36 \text{ HP} + \frac{(0.39\text{HP} - 0.36\text{HP})}{(2600\text{rpm} - 2400\text{rpm})} * (2500\text{rpm} - 2400\text{rpm}) = 0.375 \text{ HP}$$

**Tabla 45.** Prestación base y prestación adicional

Tabla Nº 2 - Sección A														Prestación Base (en HP)							Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)						
Nº R.P.M. De la polea menor	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)													1.00	1.02	1.05	1.09	1.13	1.19	1.25	1.35	1.52	2.00				
	66	71	76	81	86	91	96	102	107	112	117	122	127	al	al	al	al	al	al	al	al	y sobre					
1160	0.54	0.69	0.84	0.99	1.13	1.28	1.42	1.56	1.70	1.84	1.98	2.12	2.26	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.20				
1750	0.68	0.90	1.11	1.32	1.53	1.73	1.93	2.13	2.33	2.53	2.72	2.91	3.10	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.20	0.23	0.26	0.29				
3450	0.85	1.21	1.57	1.91	2.25	2.57	2.88	3.19	3.48	3.76	4.02	4.28	4.52	0.00	0.06	0.13	0.19	0.26	0.32	0.39	0.45	0.52	0.58				
200	0.16	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	0.34	0.37	0.40	0.43	0.46	0.48	0.51	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03				
400	0.26	0.32	0.38	0.43	0.49	0.55	0.60	0.66	0.71	0.77	0.82	0.88	0.93	0.00	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.07				
600	0.35	0.43	0.52	0.60	0.68	0.76	0.84	0.92	1.00	1.08	1.16	1.23	1.31	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10				
800	0.43	0.53	0.64	0.75	0.85	0.95	1.06	1.16	1.26	1.37	1.47	1.57	1.67	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13				
1000	0.49	0.62	0.75	0.88	1.01	1.14	1.26	1.39	1.51	1.64	1.76	1.88	2.00	0.00	0.02	0.04	0.06	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17				
1200	0.55	0.71	0.86	1.01	1.16	1.31	1.46	1.60	1.75	1.89	2.04	2.18	2.32	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.16	0.18	0.20				
1400	0.61	0.78	0.96	1.13	1.30	1.47	1.64	1.81	1.97	2.14	2.30	2.46	2.62	0.00	0.03	0.05	0.08	0.10	0.13	0.16	0.18	0.21	0.24				
1600	0.65	0.85	1.05	1.24	1.43	1.62	1.81	2.00	2.18	2.37	2.55	2.73	2.90	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27				
1800	0.69	0.91	1.13	1.34	1.56	1.77	1.97	2.18	2.38	2.58	2.78	2.97	3.17	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.17	0.20	0.24	0.27	0.30				
2000	0.73	0.97	1.21	1.44	1.67	1.90	2.12	2.35	2.57	2.78	2.99	3.20	3.41	0.00	0.04	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.26	0.30	0.34				
2200	0.76	1.02	1.28	1.53	1.78	2.02	2.26	2.50	2.74	2.97	3.19	3.42	3.64	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.21	0.25	0.29	0.33	0.37				
2400	0.79	1.07	1.34	1.61	1.88	2.14	2.39	2.65	2.89	3.14	3.38	3.61	3.84	0.00	0.04	0.09	0.13	0.18	0.22	0.27	0.31	0.36	0.40				
2600	0.81	1.11	1.40	1.69	1.97	2.24	2.51	2.78	3.04	3.29	3.54	3.78	4.02	0.00	0.05	0.10	0.15	0.19	0.24	0.29	0.34	0.39	0.44				

Fuente:(DUNLOP, 2024) página 29

Para encontrar la prestación base total se suma la prestación base más la prestación adicional.

$$P_{bk} = 2.190 \text{ HP} + 0.375 \text{ HP}$$

$$P_{bk} = 2.565 \text{ HP}$$

- **Cálculo de la potencia efectiva.**

Para el cálculo la potencia efectiva por correa se utiliza la ecuación siguiente:

$$P_e = 2.565 \text{ HP} * 0.98 * 0.90$$

$$P_{efec} = 2.36 \text{ HP}$$

➤ **Determinación del número de correas.**

Para la determinación del número de correas se divide la potencia corregida entre la potencia efectiva por correa:

$$\text{Número de correas} = \frac{5.55 \text{ HP}}{2.36 \text{ HP}} = 2.349 \approx 3 \text{ correas}$$

Del cálculo se obtiene que se necesitan 3 correas del tipo A42.

➤ **Cálculo 2 de correa.**

Se seleccionará una correa tipo B para reducir el número de correas que se necesita.

Con base en los cálculos del diseño 1 de poleas se tiene que la potencia corregida sigue siendo la misma calculada de 5.5 HP, al igual la relación de transmisión es 1.6, de aquí en adelante se sigue el mismo proceso de cálculo.

• **Selección de la polea menor.**

De la Tabla 41, conociendo que la selección de la correa a utilizar es de tipo B, se escoge el diámetro primitivo de la polea mínima recomendada para este tipo de correa es de 140 mm que estará acoplada al eje del motor.

Ø mm	Z	A	B	C	D	E
50						
53						
56						
60	•					
63	••					
67	•					
71	••	•				
75	•	•				
80	••	•				
90	•	••				
95		•				
100	••	••				
106		•				
112	•	••	•			
118		•	•			
125	••	••	•			
132		•	•			
140	•	••	••			
150	•	•	•			
160	••	••	••			

• **Cálculo del diámetro primitivo de la polea receptora.**

Para obtener el diámetro de la polea mayor se emplea la ecuación, donde el diámetro de la menor o diámetro de polea receptora  $d_{p-menor} = 140 \text{ mm}$  y la relación de transmisión  $i$  es de 1.66.

$$d_{p-mayor} = 140 \text{ mm} * 1.66 = 233.33 \text{ mm}$$

De acuerdo a la tabla, el diámetro primitivo para esta polea receptora es de 236 mm.

• **Cálculo de la distancia entre centros**

Para calcular la distancia entre centros, se utilizará un factor de 1 debido a limitaciones de espacio, según la siguiente ecuación:

$$D_{c-c} = 1 * (d_{p-menor} + d_{p-mayor})$$

$$D_{c-c} = 1(140\text{mm} + 236\text{mm}) = 376\text{mm}$$

- **Cálculo de la longitud de la correa.**

$$L_{primitiva} = 2 * D_{c-c} + 1.57 (d_{p-menor} + d_{p-mayor}) + \frac{(d_{p-mayor} - d_{p-menor})^2}{4 * D_c}$$

$$L_{primitiva} = 2 * 376\text{mm} + 1.57(140\text{mm} + 236\text{mm}) + \frac{(236\text{mm} - 140\text{mm})^2}{4 * 376\text{mm}}$$

$$= 1348.44\text{mm}$$

Con la longitud primitiva se escogerá de la Tabla 42 una correa más próxima a esta longitud. Donde la correa sección “B” seleccionada es la “N.º 52 in”

- **Determinación del arco de contacto de la polea menor**

El arco de contacto de la correa sobre la polea menor se determina con la siguiente fórmula.

$$\circ = 180 - 57 * \frac{d_{p-mayor} - d_{p-menor}}{D_c}$$

$$\circ = 180^\circ - 57 * \frac{236\text{mm} - 140\text{mm}}{376\text{mm}} = 165.44^\circ$$

- **Cálculo de velocidad angular y lineal.**

Para estos cálculos se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$w_2 = \frac{2500 \frac{rev}{min} * \frac{2\pi rad}{1rev} * 1 min}{60 s}$$

$$w_2 = 261.79 \frac{rad}{s}$$

$$v_2 = 261.79 \frac{rad}{s} * 0.070 m$$

$$v_2 = 18.32 m/s$$

Donde la máquina dispone de una velocidad lineal “ $v = 18.32 m/s$ ” en la polea motriz, el cual se encuentra dentro del rango admitido para aplicar transmisiones por correas.

- **Cálculo de número de correas.**

Para el cálculo se requiere de los factores de corrección:

De la Tabla 43, el factor de corrección en función del arco de contacto de la polea menor es  $F_c = 0.965$ .

De la Tabla 44, el factor de corrección en función de la longitud de la correa (52 in) no está disponible por lo que se interpola encontrando un valor de  $F_{cl} = 0.89$

$$F_{cl} = 0.89 + \frac{(0.90 - 0.89)}{(55 - 51)} * (52 - 51) = 0.89$$

### h.5.1. Prestación base total.

Para la prestación base total se selecciona de acuerdo al rpm de la patea menor y en base al diámetro primitivo de la patea menor, para el diseño se tiene un diámetro primitivo de 140 mm el cual no está en la tabla por lo que se interpolara para encontrar la prestación base ver Tabla 46.

**Tabla 46.** Prestación base( en HP)

Prestación base( en HP)			
Nº rpm de la patea menor	Diámetro primitivo de la patea menor (mm)		
	137	140	142
2400	4.71	4.938	5.09
<u>2500</u>	4.765	<u>4.996</u>	5.14
2600	4.82	5.054	5.21

- **Selección de la prestación base y prestación adicional.**

Como se aprecia de la Tabla 46, la prestación base es de 4.996HP, para la prestación adicional se interpolará obteniendo una prestación adicional de 0.98 HP

$$P_b = 4.996 \text{ HP}$$

$$P_a = 0.94 \text{ HP} + \frac{(1.02\text{HP} - 0.94\text{HP})}{(2600\text{rpm} - 2400\text{rpm})} * (2500\text{rpm} - 2400\text{rpm})$$

$$P_a = 0.980 \text{ HP}$$

Tabla Nº 2 - Sección B		Prestación Base (en HP)																		Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)									
Nº R.P.M. De la patea menor	Diámetro primitivo de la patea menor (mm)																												
	117	122	127	132	137	142	147	152	157	162	168	173	178	183	188	193	198	203	1.00 al 1.01	1.02 al 1.04	1.05 al 1.08	1.09 al 1.12	1.13 al 1.18	1.19 al 1.24	1.25 al 1.34	1.35 al 1.51	1.52 al 1.99	2.00 y sobre	
870	1.74	1.93	2.12	2.31	2.49	2.68	2.87	3.05	3.24	3.42	3.60	3.79	3.97	4.15	4.33	4.50	4.68	4.86	0.00	0.04	0.09	0.13	0.17	0.21	0.26	0.30	0.34	0.38	
1160	2.12	2.36	2.61	2.85	3.09	3.32	3.56	3.80	4.03	4.26	4.49	4.72	4.94	5.17	5.39	5.61	5.83	6.05	0.00	0.06	0.11	0.17	0.23	0.28	0.34	0.40	0.45	0.51	
1750	2.72	3.06	3.39	3.72	4.05	4.37	4.69	5.01	5.32	5.62	5.92	6.22	6.51	6.80	7.08	7.36	7.90	0.00	0.09	0.17	0.26	0.34	0.43	0.51	0.60	0.69	0.77		
200	0.57	0.62	0.67	0.72	0.77	0.82	0.87	0.92	0.97	1.02	1.07	1.12	1.17	1.22	1.27	1.32	1.36	1.41	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	
400	0.97	1.07	1.16	1.26	1.35	1.45	1.54	1.64	1.73	1.82	1.91	2.01	2.10	2.19	2.28	2.37	2.47	2.56	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18	
600	1.32	1.46	1.60	1.73	1.87	2.01	2.14	2.28	2.41	2.54	2.68	2.81	2.94	3.07	3.20	3.33	3.46	3.59	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26	
800	1.63	1.81	1.99	2.16	2.34	2.51	2.69	2.86	3.03	3.20	3.37	3.54	3.71	3.88	4.05	4.21	4.38	4.54	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.24	0.27	0.31	0.35	
1000	1.91	2.13	2.34	2.56	2.77	2.98	3.19	3.40	3.61	3.81	4.02	4.22	4.42	4.62	4.82	5.02	5.22	5.41	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.29	0.34	0.39	0.44	
1200	2.17	2.42	2.67	2.92	3.16	3.41	3.65	3.89	4.13	4.37	4.60	4.84	5.07	5.30	5.52	5.75	5.98	6.20	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.29	0.35	0.41	0.47	0.53	
1400	2.39	2.68	2.96	3.24	3.52	3.79	4.07	4.34	4.61	4.87	5.13	5.39	5.65	5.91	6.16	6.41	6.66	6.90	0.00	0.07	0.14	0.21	0.27	0.34	0.41	0.48	0.55	0.62	
1600	2.59	2.91	3.22	3.53	3.84	4.14	4.44	4.74	5.03	5.32	5.61	5.89	6.17	6.44	6.72	6.98	7.25	7.51	0.00	0.08	0.16	0.24	0.31	0.39	0.47	0.55	0.63	0.71	
1800	2.76	3.11	3.45	3.78	4.12	4.45	4.77	5.09	5.40	5.71	6.02	6.32	6.61	6.90	7.19	7.47	7.74	8.01	0.00	0.09	0.18	0.26	0.35	0.44	0.53	0.62	0.71	0.79	
2000	2.90	3.28	3.64	4.00	4.36	4.71	5.05	5.39	5.72	6.04	6.36	6.68	6.98	7.29	7.57	7.86	8.14	8.41	0.00	0.10	0.20	0.29	0.39	0.49	0.59	0.69	0.78	0.88	
2200	3.02	3.41	3.80	4.18	4.56	4.92	5.28	5.63	5.98	6.31	6.64	6.96	7.27	7.57	7.87	8.15	8.42	8.69	0.00	0.11	0.22	0.32	0.43	0.54	0.65	0.75	0.86	0.97	
2400	3.11	3.52	3.93	4.32	4.71	5.09	5.46	5.82	6.17	6.51	6.84	7.16	7.47	7.77	8.05	8.33	8.59	8.84	0.00	0.12	0.24	0.35	0.47	0.59	0.71	0.82	0.94	1.06	
2600	3.16	3.59	4.01	4.42	4.82	5.21	5.58	5.95	6.30	6.64	6.96	7.28	7.58	7.86	8.13	8.39	8.63	8.86	0.00	0.13	0.26	0.38	0.51	0.64	0.76	0.89	1.02	1.15	

Para encontrar la prestación base total se suma la prestación base más la prestación adicional.



$$P_{bk} = 4.996 \text{ HP} + 0.980 \text{ HP} = 5.970 \text{ HP}$$

- **Cálculo de la potencia efectiva.**

Para el cálculo la potencia efectiva por correa se utiliza la ecuación siguiente:

$$P_e = 5.970 \text{ HP} * 0.96 * 0.89$$

$$P_{efec} = 5.10 \text{ HP}$$

- **Determinación del número de correas.**

Para la determinación del número de correas se divide la potencia corregida entre la potencia efectiva por correa:

$$\text{Número de correas} = \frac{5.550 \text{ HP}}{5.10 \text{ HP}} = 1.09 \approx 2 \text{ correas}$$

Del cálculo se obtiene que se necesitan 2 correas del tipo B52 in.

### **6.12.3 Selección de la caja reductora de transmisión por engranajes**

Dado que los rodamientos están seleccionados para resistir cargas axiales y radiales, se opta por elegir una caja reductora de engranajes de ejes paralelos, dado que su costo es más bajo que los reductores de engranajes cónicos.

Para determinar el tipo, tamaño y modelo del reductor de engranajes, se ha considerado la metodología de la empresa Rossi para reducir la velocidad de 1500 rpm a 38 rpm (Ver Figura 67). Al considerar varios factores, como el hecho de que la máquina trabajará 4 horas diarias y que la potencia teórica es de 3.049 HP, es importante tener en cuenta otros aspectos clave.

Según el catálogo de estos reductores de engranajes paralelos, se estima que su rendimiento es del 94%. Además, se sabe que la unión entre el reductor y el motor se realizará mediante poleas y correas V, las cuales tienen una eficiencia que oscila entre 0.85 y 0.95, según se indica. Por otro lado, la unión entre el reductor y el eje de tornillo sin fin se realizará mediante un acople que se seleccionará posteriormente de acuerdo a las necesidades específicas.

En resumen, para determinar el tipo, tamaño y modelo del reductor de engranajes, se ha considerado la metodología del catálogo Rossi, la duración diaria de funcionamiento de la máquina, la potencia teórica, el rendimiento estimado del reductor, así como las eficiencias de las transmisiones por poleas y correas V. El acople entre el reductor y el eje de tornillo sin fin se seleccionará más adelante.

### Cálculo de la potencia a transmitir.

Para el cálculo de la potencia de entrada la cual es la potencia teórica calculada anteriormente la cual deberá ser afectada por el rendimiento del reductor y se calcula mediante la ecuación:

$$n_{entr-reduc} = \frac{n_{teo}}{\eta} = \frac{3.049HP}{0.94} = 3.24HP$$

Potencia de entrada en el motor afectada por el rendimiento de las correas.

$$n_{entr-moto} = \frac{n_{entr-reduc}}{\eta} = \frac{3.24HP}{0.90} = 3.6HP$$

### Factor de servicio

El factor de servicio  $f_s$  tiene en cuenta las distintas condiciones (naturaleza de la carga, duración, frecuencia de arranque, velocidad angular, otras consideraciones) a las que puede ser sometido el reductor y que son necesarias para los cálculos de selección y verificación del propio reductor.

$$f_s = f_{s1} * f_{s2} * f_{s3} * f_{s4} * f_{s5}$$

- Donde para  $f_{s1}$

**Tabla 47.** Factor de servicio  $f_{s1}$  en función de la naturaleza de la carga y de la duración de funcionamiento.

Naturaleza de la carga de la máquina accionada <sup>1)</sup>		$f_{s1}^{2)}$ Duración del funcionamiento [h/d]				
Ref.	Descripción	2	4	8	16	24
a	Uniforme	0,8 <sup>3)</sup>	0,9 <sup>3)</sup>	1	1,18	1,32
b	Sobrecargas moderadas (1,6 x normal)	1	<u>1,12</u>	1,25	1,5	1,7
c	Sobrecargas fuertes (2,5 x normal)	1,32	1,5	1,7	2	2,24

Fuente:(Rossi, 2024)

Como se aprecia en la Tabla 47 el factor  $f_{s1}$  es 1.12 tomando en cuenta que de acuerdo a la Tabla 66 ubicada en el Anexo 11, para una máquina extrusora de arcilla se considera que la naturaleza de la carga es sobrecarga moderada.

- Donde para  $f_{s2}$

**Tabla 48.** Factor de servicio  $f_{s2}$  en función de la naturaleza de la carga y de la frecuencia de arranque.

Naturaleza de la carga de la máquina accionada <sup>1)</sup>		$f_{s2}$ Frecuencia de arranque z [arr./h]							
Rif.	Descripción	2	4	8	16	32	64	125	250
a	Uniforme	1	1,06	1,12	1,18	1,25	1,32	1,4	1,5
b	Sobrecargas moderadas (1,6 veces la carga normal)	1	<u>1</u>	1,06	1,12	1,18	1,25	1,32	1,4
c	Sobrecargas fuertes (2,5 veces la carga normal)	1	1	1	1,06	1,12	1,18	1,25	1,32

Fuente:(Rossi, 2024)

Como se aprecia en la Tabla 48, se considera una frecuencia de arranque de 4 obteniendo así  $f_{s2} = 1$

- Donde para  $f_{s3}$

**Tabla 49.** Factor de servicio  $f_{s3}$  en función del tipo de motor

Tipo motor		$f_{s3}$
Descripción		
Eléctrico trifásico	$P_1 \leq 9,2 \text{ kW}$	1
	$P_1 > 9,2 \text{ kW}^{(4)}$	1,06 <sup>(4)</sup>
Freno eléctrico trifásico		1,06
De combustión interior	Pluricilíndrico	1,25
	Monocilíndrico	<u>1,5</u>

**Fuente:**(Rossi, 2024)

Como se aprecia en la Tabla 49, la máquina utilizara un motor de combustión interna mono cilíndrico obteniendo así  $f_{s3} = 1.5$

- Donde para  $f_{s4}$

**Tabla 50.** Factor de servicio  $f_{s4}$  en función del grado de fiabilidad

Grado de fiabilidad <sup>(5)</sup>	$f_{s4}$
normal	1
medio	<u>1,25</u>
elevado	1,4

**Fuente:**(Rossi, 2024)

Como se aprecia en la Tabla 50, se utilizara un grado de fiabilidad normal al ser de importancia el reductor en el ciclo productivo de manera que  $f_{s4} = 1.25$

- Donde para  $f_{s5}$

**Tabla 51.** Factor de servicio  $f_{s5}$  en función de la velocidad angular de salida  $n_2$

Velocidad de salida $n_2$ [min <sup>-1</sup> ]	$f_{s5}$
560 ÷ 355	1,25
355 ÷ 224	1,18
224 ÷ 140	1,12
140 ÷ 90	1,06
< 90	<u>1</u>

**Fuente:**(Rossi, 2024)

Como se aprecia en la Tabla 51, la velocidad de salida es 38 rpm de manera que  $f_{s5} = 1$

✓ **Cálculo del factor de servicio.**

$$f_s = 1.12 * 1 * 1.5 * 1.25 * 1 = 2.10$$

- **Potencia de mando ( $n_{equi}$ )**

$$n_{equi} = n_{entr-reduc} * f_s = 3.24HP * 2.10 = 6.80HP = 5.07Kw$$

- **Preseleccionar un modelo.**

Considerando las revoluciones de entrada 1500 rpm, las revoluciones de salida de 38 rpm, la relación de transmisión 39.5, se procede a seleccionar un reductor serie G, luego mediante la interfaz de la empresa Rossi se ingresan los datos antes mencionados, lo que resulta en la recomendación de un modelo:

**Filtros de búsqueda**

Disposición del árbol: Paralelos

Sistema de medida:  Unidades métricas  Unidades imperiales

---

Velocidad en entrada  $n_1$ : 1,500

Ratio: 25,00 ± 5 %

Velocidad de salida: 38,00 ± 5 %

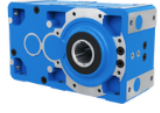
---

Potencia aplicada [k W]: 5,07

Par de salida [N M]: 693

Factor de servicio  $s_f$ : 
←
→
0.5
1
1.5
2
2.5
3
3.5
4
4.5
5

**Ventajas**



**Características**

- Carcasa monobloque
- Engranajes rectificadas incluidos los engranajes cónicos
- Accesorios de serie
- Facilidad y economía de la aplicación

**Ventajas**

- Prestaciones elevadas y duraderas en el tiempo
- Frestaciones uniformes en el tiempo motorreductores con brida motor IEC
- Fácil reperibilidad en el mercado

**1 producto encontrado**

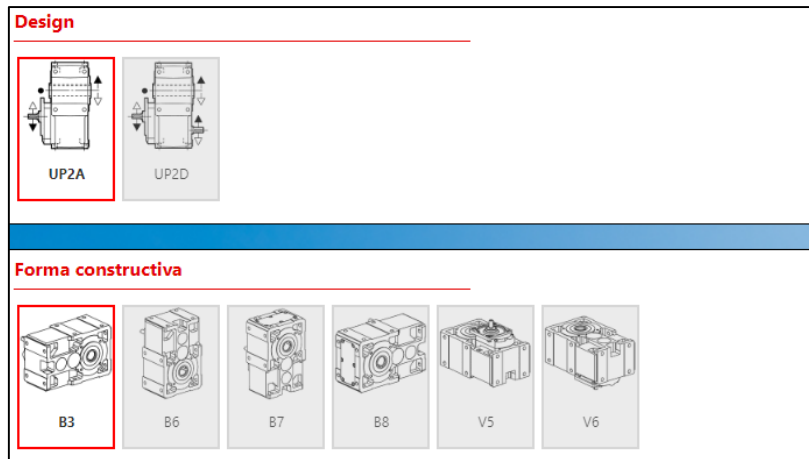
Código producto	$i$ (catálogo)	Potencia en entrada $P_1$ [k W]	Velocidad en salida $n_2$ [rpm]	Par nominal en salida $M_{N2}$ [N M]	Factor de servicio $s_f$
<a href="#">G R 3I 100</a>	39,1	5,07	38,35	1 585	1.335

**Figura 69.** Interfaz de la empresa Rossi

**Fuente:**(Rossi, 2024)

Como se muestra en la Figura 69, el modelo recomendado por la Interfaz es el GR 3I 100. Este reductor tiene la característica de operar con una relación de transmisión de 39.1, lo que proporciona una velocidad en la salida del reductor de 38.35 rpm al aplicarle una potencia de 5.07 kW, generando un par de salida de 1585 Nm, el cual cumple los parámetros calculados del reductor.

157



Fuente:(Rossi, 2024)

Continuando se selecciona el tipo de fijación que tendrá el reductor a la estructura base, seguidamente la posición de los ejes y por último la posición constructiva.

Eligiendo la opción UP2A la cual indica la letra U que tendrá una fijación universal, la letra P se refiere que los ejes son paralelos, 2 es que se utilizara un tipo de modelo normal y la letra A indica el sentido de giro y por último se selecciona la forma constructiva B3.

Por último, se selecciona un árbol lento integral lado opuesto ranura (HI1)



Figura 70. Árbol lento integral lado opuesto ranura (HI1)

Fuente:(Rossi, 2024)

Posterior a esta elección se muestra la ficha técnica del reductor de velocidad, la cual está ubicada en el Anexo 12.

## 6.13 Diseño del cilindro

### 6.13.1 Cálculo del espesor del cilindro

Gracias a los cálculos preliminares se sabe que la máxima presión a la que va a estar sometido el cilindro es  $P_{\max} = 2\text{MPa}$

Para el cálculo del radio interior del cilindro se utiliza la ecuación (77):

$$r_{ic} = \frac{0.15m}{2} = 0.075m$$

El material seleccionado para construir la camisa o cilindro de la extrusora será acero ASTM A36, que tiene un esfuerzo de fluencia de 250 MPa (ver Anexo 27). Además, el diseño tendrá un coeficiente de seguridad de 4, con el objetivo de brindar seguridad al operador al utilizar la extrusora.

Por lo que aplicando la ecuación (77) se tiene:

$$t = \frac{P * r}{\sigma_1}$$

Al reemplazar los valores se tiene:

$$t = \frac{2MPa * 75mm}{\frac{250MPa}{4}} = 2.4mm \approx 3mm$$

Por lo que el cilindro se construirá con una plancha de acero ASTM A36 de 3 mm de espesor.

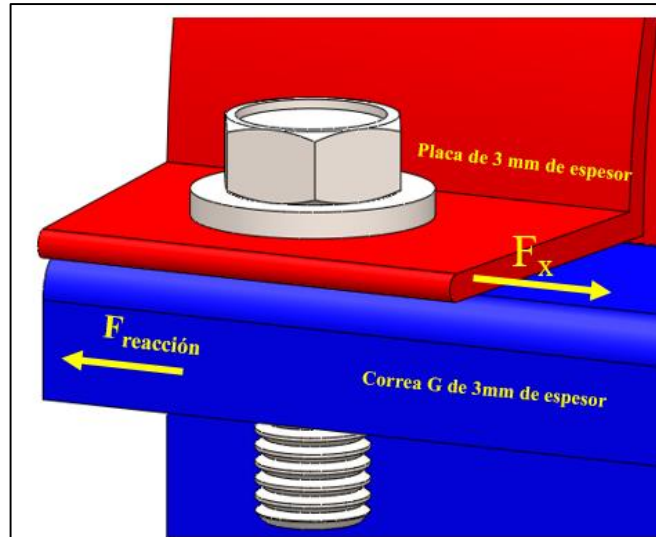
### **6.13.2 Cálculo del radio exterior del cilindro**

$$r_{oc} = 75mm + 3mm = 78 mm$$

### **6.13.3 Cálculo de pernos a corte de la unión del cilindro a la estructura base.**

Como se aprecia en la Figura 71, los tornillos que están sujetos a fuerzas de corte son aquellos que se encuentran colocados para unir el cilindro con la estructura base.

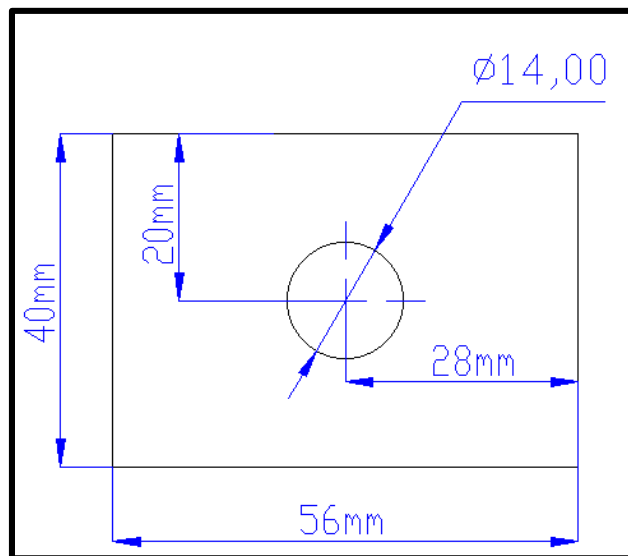
La justificación para diseñar el cilindro con uniones atornilladas a la base de la estructura es que permite desarmarlo fácilmente con el fin de realizar labores de mantenimiento. Este enfoque facilita el acceso a las partes internas del cilindro, lo que a su vez agiliza y simplifica las tareas de mantenimiento preventivo y correctivo. Además, el uso de uniones atornilladas proporciona la posibilidad de reemplazar componentes defectuosos o desgastados de manera más eficiente, lo que resulta en una mayor vida útil y rendimiento del cilindro.



**Figura 71.** Tornillo sometido a corte

**Fuente:** Autor

De acuerdo a las recomendaciones del instructivo de acero estructural (EAE) de la Tabla 27, las dimensiones mínimas para la disposición del perno serán:



**Figura 72.** Disposición de tornillos en unión base cilindro

**Fuente:** Autor

Para el diseño actual de esta unión, se ha optado por colocar 3 tornillos a cada lado del cilindro, separados equidistantemente. En total, se utilizarán 6 tornillos clase 4.6 M12x1.75 mm y 35 mm de longitud, para asegurar la unión del cilindro a la estructura base. Es importante destacar que estos tornillos estarán sometidos mayormente a fuerzas de corte, por lo tanto, se realizará un análisis para determinar si pueden soportar estas cargas a cortante.

La fuerza al corte por tornillo es igual a la fuerza axial dividido para el número de pernos.

$$F_{pernos} = F_x = 29009N$$

$$\tau = \frac{F_x}{A} = \frac{S_{sy}}{n}$$

De la Tabla 80 ubicada en el Anexo 38 se conoce que el esfuerzo a fluencia ( $S_y$ ) para un tornillo clase 4.6 es 240 MPa.

El área transversal de los seis pernos es:

$$A = N_p \left( \frac{\pi}{4} * d^2 \right)$$

$$A = 6 \left( \frac{\pi}{4} * 0.012m^2 \right)$$

$$A = 0.000678m^2$$

- **El esfuerzo por corte es:**

$$\tau = \frac{29009N}{0.000678m^2} = 42786135.69 \frac{N}{m^2} = 42.78MPa$$

Posteriormente, se realiza el cálculo del factor de seguridad, para lo cual se requiere la resistencia a la fluencia en cortante. Esta resistencia se obtiene multiplicando la resistencia a la fluencia por  $S_{sy} = 0.577 * S_y$

Donde:

$$S_{sy} = 0.577 * 240MPa = 138.48MPa$$

El factor de seguridad es:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

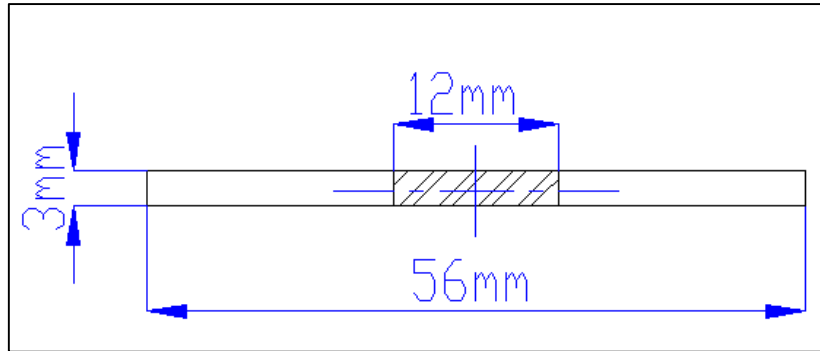
$$n = \frac{138.48MPa}{42.78MPa} = 3.23$$

- **Falla por aplastamiento de los pernos.**

Se realiza el cálculo por aplastamiento que producen en los pernos y en las placas con el fin de asegurar que la unión atornillada pueda soportar las cargas aplicadas sin que sufra deformaciones plásticas que comprometan la integridad de la unión, para lo cual se utiliza la misma ecuación anterior con un esfuerzo de fluencia ( $S_y$ ) el cual es 240 MPa. (Tabla 80 ubicada en el Anexo 38)

Y como área es el espesor de la placa por el diámetro del tornillo. (Ver Figura 73)





**Figura 73.** Corte de sección de placa.

**Fuente:** Autor

De tal manera el esfuerzo por aplastamiento es:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{S_y}{n}$$

$$A = (t * d) * 6$$

$$A = (3\text{mm} * 12\text{mm}) * 6 = 216\text{mm}^2 = 0.000216\text{m}^2$$

$$\sigma = \frac{29009\text{N}}{0.000216\text{m}^2} = 134300925.9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 134\text{MPa}$$

$$n = \frac{240\text{MPa}}{134\text{MPa}} = 1.71$$

- **Falla por aplastamiento de los elementos:**

$$\sigma_{\text{elementos}} = \frac{F}{A} = \frac{S_y}{n}$$

$$A = (t * d) * 6$$

$$A = (3\text{mm} * 12\text{mm}) * 6 = 216\text{mm}^2 = 0.000216\text{m}^2$$

Donde el esfuerzo a la fluencia de acuerdo a la Tabla 72 ubicada en el Anexo 29 para un material A36 es  $S_y = 250\text{MPa}$ .

Donde el esfuerzo admisible será el mismo que el apartado de aplastamiento de los pernos, lo que con respecto al factor de seguridad varía un poco.

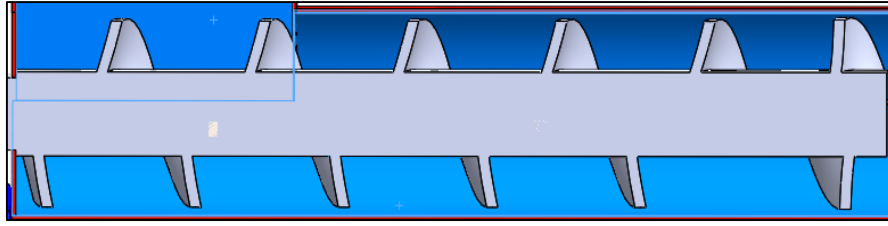
$$n = \frac{250\text{MPa}}{134\text{MPa}} = 1.86$$

## 6.14 Diseño del eje extrusor

### 6.14.1 Cargas sobre el eje

- **Masa de arcilla**

Se determina el volumen de la masa que se encuentra sobre el eje, teniendo en cuenta la geometría del tornillo.



Fuente: Autor

Aplicando la ecuación (79), se determina el volumen de arcilla.

$$V_{arcilla} = \frac{\pi * (0.075m)^2 * (0.75)m}{2} = 0.00662 m^3$$

Aplicando la ecuación siguiente se obtiene la masa:

$$m_{arcilla} = 0.00662 m^3 * 1738 \frac{kg}{m^3} = 11.51 kg$$

- **Carga distribuida sobre el eje**

Se encuentra aplicando la ecuación (80):

$$F_{arcilla} = \frac{11.51 kg * 9.81 \frac{m}{s^2}}{(0.750)m} = 150.39 \frac{N}{m}$$

- **Peso de las hélices**

Con ayuda del programa Solidworks se determinó que el área de la hélice es igual a  $0.029m^2$  Ver Figura 74.

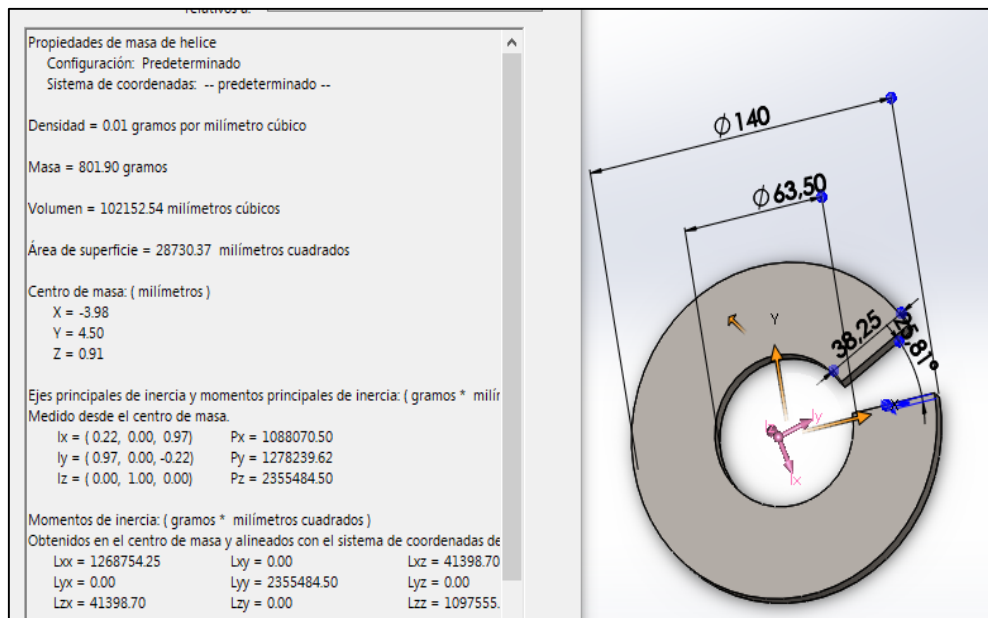


Figura 74. Área de la hélice

Fuente: Autor

Con la ecuación (81), se determina el volumen de la hélice:

$$V_{hélices} = 0.029m^2 * 0.009m * 6 = 0.00156m^3$$

Aplicando la ecuación (82), se determina la fuerza:

$$F_{\text{hélice}} = \frac{0.00156m^3 * 7800 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2}}{(0.750)m} = 159.15 \frac{N}{m}$$

- **Cálculo del volumen del eje**

Se calcula el volumen del eje mediante la siguiente ecuación:

$$V_{\text{eje}(D-F)} = \pi * r_{\text{eje}}^2 * L_{\text{eje}(D-F)}$$

$$V_{\text{eje}(D-F)} = \pi * (0.03175 m)^2 * 0.750 m = 0.00237m^3$$

$$V_{\text{eje}(A-D)} = \pi * r_{\text{eje}}^2 * L_{\text{eje}(A-D)}$$

$$V_{\text{eje}(A-D)} = \pi * (0.0275 m)^2 * 0.215 m = 0.000510m^3$$

- **Peso del eje**

Para el peso del eje se utilizará la ecuación (83) y se encontrara el peso distribuido del eje según corresponda.

$$W = \frac{\rho * V_E * g}{L}$$

$$W_{\text{eje}(D-F)} = \frac{7900 \frac{kg}{m^3} * 0.00237m^3 * 9.81 \frac{m}{s^2}}{0.750 m} = 244.64 \frac{N}{m}$$

$$W_{\text{eje}(A-D)} = \frac{7900 \frac{kg}{m^3} * 0.000510m^3 * 9.81 \frac{m}{s^2}}{0.215 m} = 183.64 \frac{N}{m}$$

Sumando las fuerzas que provoca la arcilla, las hélices y el peso, se encuentra las fuerzas distribuidas en la zona de extrusión del eje.

$$F_{\text{distribuida}(D-F)} = F_{\text{arcilla}} + F_{\text{hélice}} + W_{\text{eje}(C-F)}$$

$$F_{\text{distribuida}(D-F)} = 150.39 \frac{N}{m} + 159.15 \frac{N}{m} + 244.64 \frac{N}{m} = 554.18 \frac{N}{m}$$

$$F_{\text{distribuida}(A-D)} = W_{\text{eje}(A-C)}$$

$$F_{\text{distribuida}(A-D)} = 183.64 \frac{N}{m}$$

#### 6.14.2 Cálculo de las fuerzas sobre en el eje de las hélices del tornillo.

Se determina el torque aplicado al eje, para lo cual se toma la potencia de diseño necesitada sobre el eje de 3.7 HP (2759.09 W), para lo cual se determina el torque total con la ecuación (85).

$$T_{\text{motor}} = \frac{P_{\text{motor}}}{\omega} = \frac{2759.09 \text{ Watts}}{\frac{2\pi(38)}{60}} = 693.35 N * m$$

- **Fuerza axial**

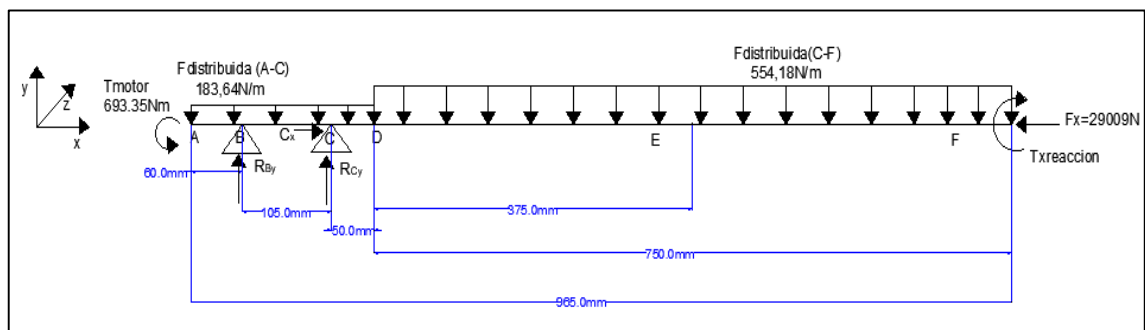
La fuerza axial de compresión (debido a la extrusión generada por el dado o boquilla) se calculó en el apartado del cálculo de potencia, donde la fuerza axial es:

$$F_{Axial} = 29009 \text{ N}$$

- **Diagrama de momentos y fuerzas.**

Las distribuciones de las cargas sobre el tornillo sin fin se grafican a continuación:

En la Figura 75, se representa las fuerzas a las que se encuentra sometido tornillo extrusor, las cuales son: el peso del tornillo, le peso de la arcilla en la zona de mezclado, el torque o momento necesario para el funcionamiento del sistema.



**Figura 75.** Diagrama de todas las fuerzas sobre el tornillo

**Fuente:** Autor

### Cálculo de las reacciones

Se procede a realizar el cálculo de las reacciones de apoyo en el eje.

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Cx} - F_x = 0$$

$$R_{Cx} = F_x$$

Reemplazando:

$$R_{Cx} = 29009 \text{ N}$$

Para encontrar la reacción en el eje y en el punto A se emplea las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{By} + R_{Cy} - F_{distribuida(A-D)} - F_{distribuida(D-F)} = 0$$

$$R_{By} + R_{Cy} = +F_{distribuida(A-D)} + F_{distribuida(D-F)}$$

$$R_{By} + R_{Cy} = 183.64 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 0.215\text{m} + 554.18 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 0.750\text{m}$$

$$R_{By} + R_{Cy} = 39.48\text{N} + 385.63\text{N}$$

$$R_{By} + R_{Cy} = 425.11N$$

- **Cálculo del momento flector.**

$$\sum M_x = 0$$

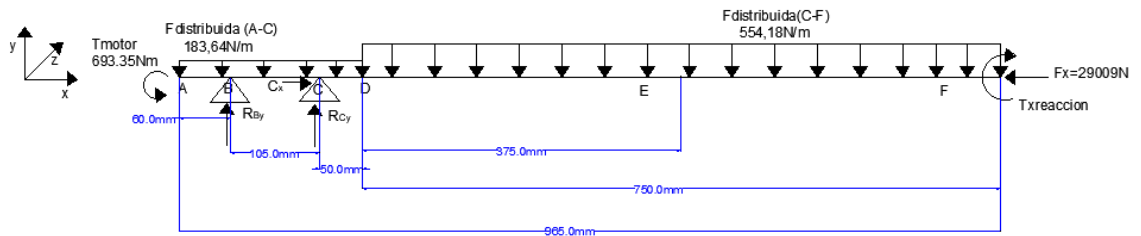
$$T_{motor} = T_{xmotor}$$

$$\sum M_y = 0$$

$$\sum M_z = 0$$

Para el cálculo de momentos en el eje z se lo realizará en el punto C.

$$\sum M_c = 0$$



$$-R_{By} * 105\text{mm} - (F_{distribuida(D-F)} * 0.750\text{m}) * 425\text{mm}$$

$$+ (F_{distribuida(A-D)} * 215\text{mm}) * 57.6\text{mm} = 0$$

$$-R_{By} * 105\text{mm} - \left(554.18 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 0.750\text{m}\right) * 425\text{mm} + \left(183.64 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 0.215\text{m}\right)$$

$$* 57.6\text{mm} = 0$$

$$-R_{By} * 105\text{mm} - 170024.43\text{Nmm} + 2274.19\text{Nmm} = 0$$

$$-R_{By} = \frac{+176644.8\text{Nmm} - 2274.19\text{Nmm}}{105\text{mm}}$$

$$-R_{By} = \frac{+174370.61 \text{ Nmm}}{105\text{mm}}$$

$$-R_{By} = 1660.6N$$

El signo negativo indica que la reacción en el apoyo  $R_{By}$  será en sentido contrario.

Para el cálculo de la reacción en el otro apoyo se reemplaza  $R_{By}$  en la ecuación siguiente:

$$R_{By} + R_{Cy} = 425.11N$$

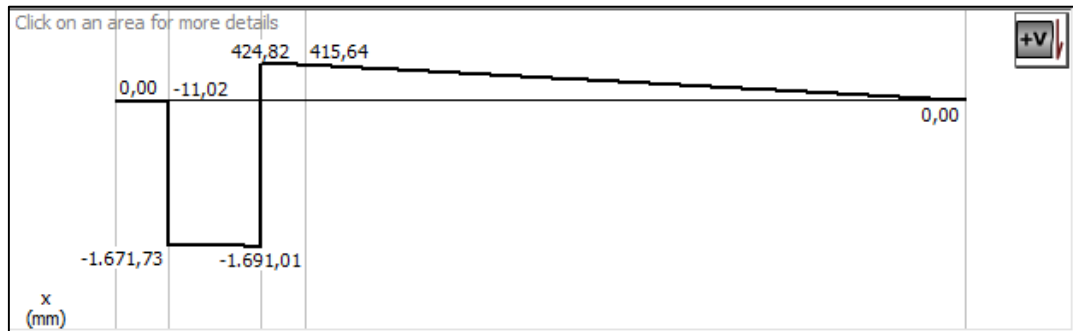
Reemplazando

$$R_{Cy} + (-1660.6N) = 425.11N$$

$$R_{Cy} = 425.11N + 1660.6N$$

$$R_{Cy} = 2085.71N$$

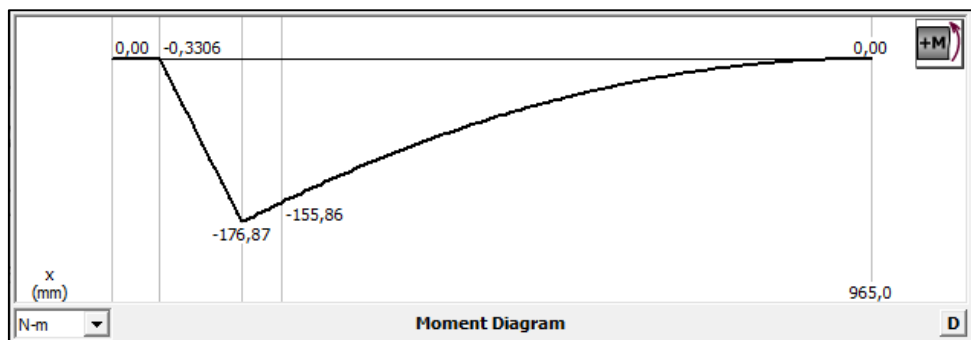
Para graficar los diagramas de momento flector y fuerzas cortantes se utilizó el programa MDsolids, obteniendo los siguientes diagramas.



**Figura 76.** Diagrama de carga

Como se aprecia en la Figura 76, la máxima fuerza cortante se encuentra en el cojinete C con un valor de:

$$F_{cortante\ máximo} = 1691.01N$$



**Figura 77.** Diagrama de momento flector

Igualmente, se aprecia en la Figura 77, el mayor momento flector en el eje se presenta en el cojinete C con un valor de:

$$M_{máximo} = 176.87 Nm$$

### 6.14.3 Análisis estático

Con los datos de torque  $T_{motor}$  y momento flector  $M_{máximo}$  se procede a determinar el Factor de Seguridad (FS) del eje en carga estática. Por lo general, el factor de seguridad debe ser mayor a 1.25 para asegurar que el eje no falle durante la operación de extrusión.

Empleando las ecuaciones (87) se encuentra el esfuerzo normal máximo.

$$\sigma_{max} = -\frac{32 * 176.87 Nm}{\pi * (0.0635m)^3} - \frac{4 * 29009 N}{\pi * (0.0635m)^2} = -9.036 * 10^6 Pa$$

El esfuerzo cortante máximo y medio a la vez se obtiene con la ecuación (89).

$$\tau_{max} = \frac{16 * 693.352 N * m}{\pi * (0.0635m)^3} = 1.379 * 10^7 Pa$$

Para el análisis estático se encuentra el esfuerzo equivalente a partir de la ecuación (91).

$$\sigma_e = \sqrt{(-9.036 * 10^6 Pa)^2 + 3 * (1.379 * 10^7 Pa)^2} = 2.553 * 10^7 Pa = 25.53 MPa$$

Finalmente, el factor de seguridad estático se determina con la ecuación 90 donde se toma en cuenta el esfuerzo de fluencia del material AISI 1018 es 235 MPa. (Ver Anexo 13)

#### 6.14.4 Cálculo de factor de seguridad estático.

Se aplica el método de Pugsley, para determinar el factor de seguridad, dando un valor de 1.74. Ver Anexo 41.

Reemplazando el coeficiente definido de 1.74 en la ecuación (95) se cumple:

$$1.74 \leq \frac{235 MPa}{25.53 MPa}$$

$$1.74 \leq 9.2$$

Como se aprecia, el coeficiente de seguridad que se fijó, es mucho menor al coeficiente de trabajo, llegando a obtener que el tornillo podría trabajar con una mayor capacidad portante.

#### Deflexión máxima

La deflexión máxima del eje, al aplicar la carga distribuida  $F_{distribuida(D-F)}$ , será:

$$y_{m\grave{a}x} = - \frac{F_{distribuida(D-F)} * L^4}{8EI}$$

Donde:

$$L = 750mm = 0.750m$$

$$E = \text{Módulo de elasticidad} = 205GPa$$

$$I = \frac{\pi * D_c^4}{64}$$

Teniendo en cuenta estos valores, la deflexión del eje es:

$$y_{m\grave{a}x} = \frac{554 \frac{N}{m} * (0.750m)^2}{8 * 205GPa * \frac{\pi * 0.064m^4}{64}} = 0.000134m = 0.134mm$$

Esta deflexión máxima deberá ser menor que la holgura del filete del tornillo con respecto al barril, para que no haya interferencia entre ellos.

### 6.14.5 Cálculo del eje a fatiga

Para el análisis del eje se requiere tener los datos del material del eje, para lo cual utilizaremos el acero de transmisión 1018 (Ver Anexo 13).

Tipo de material: AISI 1018

Límite de elasticidad:  $S_y = 235 \text{ MPa} = 34 \text{ kpsi}$

Límite último de ruptura:  $S_{ut} = 400 \text{ MPa} = 54 \text{ kpsi}$

Para el análisis del eje en fatiga se utilizó la ecuación (99):

$$S'_e = 0.5(400 \text{ MPa}) = 200 \text{ MPa}$$

➤ **Coefficientes o factores de corrección a la fatiga.**

• **Condición superficial Factor de modificación de la:**

De la Tabla 73 ubicada en el Anexo 30 se escoge el factor a y exponente b para un acabado maquinado o laminado en frío se tiene un valor de 0.265, por lo que reemplazando en la ecuación (100) se tiene:

$$k_a = 4.51(400 \text{ MPa})^{-0.265} = 0.92$$

• **Factor de modificación del tamaño:**

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo que reemplazando en la ecuación (101):

$$k_b = 1.51 * (63.5 \text{ mm})^{-0.157} = 0.787$$

• **Factor de carga:**

Se toma un factor de carga correspondiente a 1 por ser carga combinada.

$$k_c = 1$$

• **Factor de temperatura:**

Como el eje trabajará a temperatura ambiente, el factor será:

$$k_d = 1$$

• **Factor de confiabilidad:**

Con un valor de confiabilidad del 99 % se escoge de la Tabla 74, ubicada en el Anexo 31 y se reemplaza en la ecuación (103):

$$k_e = 1 - 0.08 * (2.326) = 0.82$$

Teniendo estos factores se encuentra la resistencia a la fatiga.

$$S_e = 200 * 0.92 * 0.78 * 1 * 1 * 0.82 = 118.082 \text{ MPa}$$

• **Factor de concentración de esfuerzos a fatiga.**

Reemplazando en la ecuación (106) se obtiene el valor de a:



$$\sqrt{a_n} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.266978(10^{-7})S_{ut}^3$$

$$\sqrt{a_n} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2}) * 54Kpsi + 0.150874(10^{-4}) * 54Kpsi^2 - 0.266978(10^{-7}) * 54Kpsi^3$$

$$\sqrt{a_n} = 0.119 \text{ in}$$

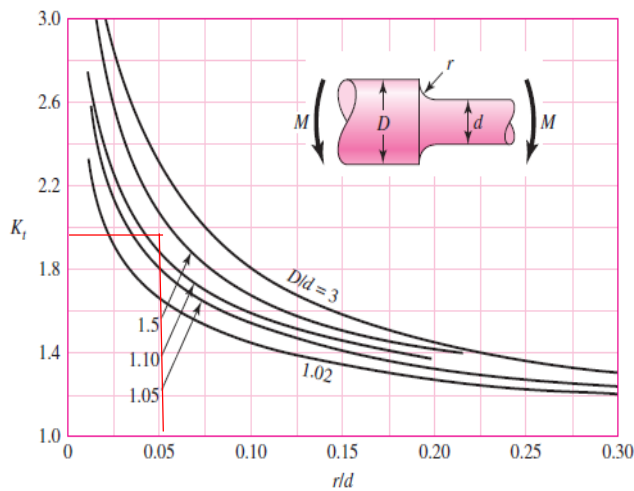
Donde reemplazando en la ecuación (105) la sensibilidad de la muesca es:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.119 \text{ in}}{\sqrt{0.11811 \text{ in}}}} = 0.74$$

Siguiendo se reemplaza los respectivos diámetros del eje en las ecuaciones (107) y (108) se traza las respectivas líneas encontrando el factor teórico de concentración de esfuerzos en la siguiente figura:

$$\frac{D_c}{d} = \frac{63.5 \text{ mm}}{55 \text{ mm}} = 1.15$$

$$\frac{r_m}{d} = \frac{3 \text{ mm}}{55 \text{ mm}} = 0.0545$$



Donde ingresando con los valores que pide la Figura 47 se encuentra el factor  $k_t$ :

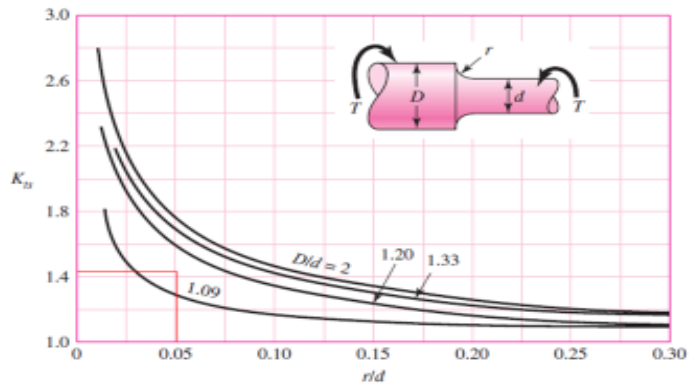
$$k_t = 1.9$$

Reemplazando los valores en la ecuación (104) se obtiene:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

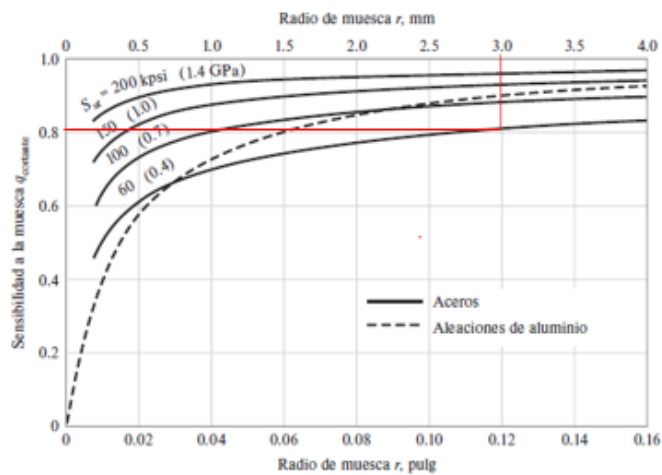
$$k_f = 1 + 0.74(1.9 - 1) = 1.66$$

Igualmente ingresando con los valores en la Figura 48 se encuentra el factor  $k_{ts}$ :



Siendo  $k_{ts} = 1.42$

El factor de la sensibilidad de la muesca a cortante de acuerdo a la Figura 49 es 0.81.



Con estos factores obtenidos se calcula el factor de concentración de esfuerzos por fatiga debido a una carga cortante con la ecuación (109).

$$k_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + 0.81(1.42 - 1) = 1.34$$

Criterio de falla de la ASME elíptica.

$$\sigma_a = \sqrt{\left(k_f \left(\frac{M_a * r_{eje}}{I}\right)\right)^2 + 3 \left(k_{fs} \left(\frac{T_a * r_{eje}}{J}\right)\right)^2}$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones:

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \sqrt{\left(1.66 \left(\frac{202.94 \text{ Nm} * 0.035175 \text{ m}}{\pi * (0.0635 \text{ m})^4 / 64}\right)\right)^2 + 3 \left(1.34 \left(\frac{0 * 0.03175 \text{ m}}{\pi * (0.0635 \text{ m})^4 / 32}\right)\right)^2} \\ &= 13,36 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_m = \sqrt{\left(1.66 \left(\frac{0 * 0.035175m}{\pi * (0.0635m)^4}\right)\right)^2 + 3 \left(1.34 \left(\frac{693.352N * m * r_{eje}}{\pi * (0.0635m)^4}\right)\right)^2} = 39.65 MPa$$

$$F_s = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_y}\right)^2}}$$

Para encontrar en factor de seguridad se utiliza la ecuación (116) :

$$F_s = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{13.36MPa}{118.082MPa}\right)^2 + \left(\frac{39.65 MPa}{235 MPa}\right)^2}} = 4.92$$

### 6.15 Diseño de la boquilla

Como indica Marcilla & Beltrán, (2012), teniendo en cuenta el flujo volumétrico, el diámetro del cilindro, la viscosidad, el diferencial de presión y las dimensiones del ladrillo, al igual se tiene en cuenta que la geometría de la salida de la boquilla (tipo plana), se reemplaza en la ecuación (29) en (27) y se despeja la longitud, de manera que se tiene:

$$L_b = \frac{a * h^3 * \Delta P}{12 * \dot{v} * \eta}$$

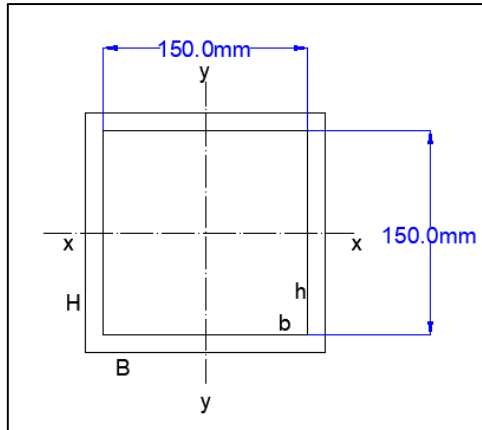
Reemplazando los valores ya conocidos se obtiene la longitud:

$$L_b = \frac{0.14m * 0.09m^3 * 2000000Pa}{12 * 0.0004728 \frac{m^3}{s} * 100000Pa * s} = 0.36m$$

#### 6.15.1 Cálculo del espesor de la boquilla

Para calcular el espesor de la boquilla, se debe encontrar el momento flector que ejercerá la carga máxima en el extremo, considerando que la sección se trata como un cuadrado hueco.

Para lo cual el módulo de la sección de la Figura 78 es:



**Figura 78.** Sección cuadrada hueca

**Fuente:** Autor

$$I_x = \frac{B \cdot H^3}{12} - \frac{b \cdot h^3}{12}$$

Continuando, se sustituyen las medidas interiores de base (b) y altura (h) propuestas para el diseño de la boquilla en función del espesor (e):

$$I_x = \frac{(b + 2e) \cdot (h + 2e)^3}{12} - \frac{b \cdot h^3}{12}$$

El material seleccionado para construir la boquilla de la extrusora es acero AISI A36, que tiene un esfuerzo de fluencia de 250 MPa y un límite de ruptura es de 410 MPa. Además, el diseño tendrá un coeficiente de seguridad de 1.74 igual, al coeficiente calculado para el eje.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fluencia}}{n}$$

Al reemplazar en la ecuación anterior los valores correspondientes se obtiene:

$$\sigma_{adm} = \frac{250MPa}{1.74} = 143.6MPa$$

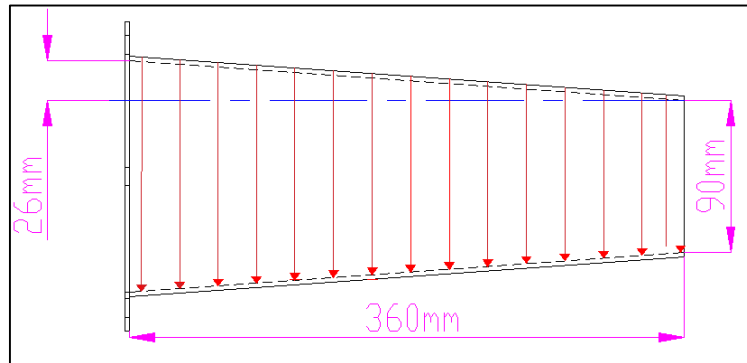
Como se aprecia, el valor de esfuerzo admisible es menor al esfuerzo de fluencia, lo que indica que esta sección se comportara dentro del rango elástico. A continuación, se calculará las siguientes incógnitas para cumplir con la siguiente relación:

$$\sigma_{m\grave{a}x} = \frac{M_f \cdot c}{I_x} \leq \sigma_{adm}$$

- **Cálculo del momento flector**

Como se aprecia en la Figura 79, el ángulo de la boquilla es pequeño por lo que para efecto de cálculo no se considerará la fuerza debida a la presión, dado que se considera como una fuerza netamente axial por lo que se toma como carga el peso de la

arcilla (flechas rojas), teniendo en cuenta la geometría de la boquilla esta carga se presenta como una carga distribuida trapezoidal.



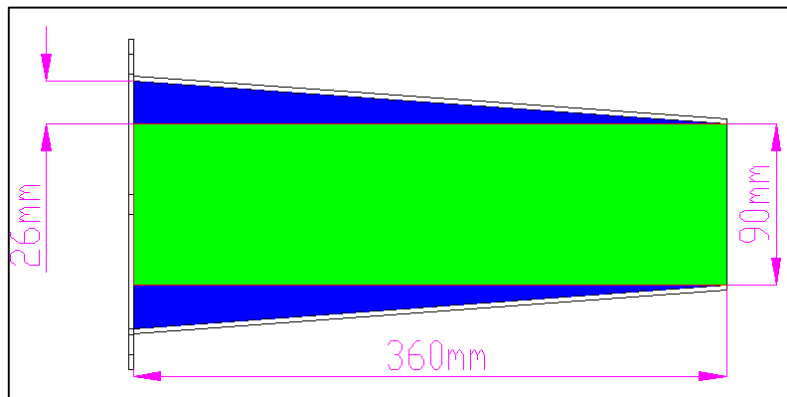
**Figura 79.** Geometría de la boquilla

**Fuente:** Autor

Para el análisis del comportamiento de esta carga se lo analiza como una viga simplemente empotrada con carga trapezoidal, por lo que se procede a encontrar las cargas distribuidas.

- **Cargas**

Como se aprecia en la Figura 80, se dividirá la geometría de la boquilla en una parte rectangular y 2 partes triangulares para encontrar la carga respectiva.



**Figura 80.** Cargas distribuidas.

**Fuente:** Autor

- **Carga distribuida rectangular**

$$w_{rec} = \frac{v_{rec} * \rho_{arcilla} * g}{L_b}$$

$$v_{rec} = L_b * b * h = (0.36 * 0.14 * 0.09)m = 0.004536m^3$$

$$w_{rec} = \frac{0.004536m^3 * 1737.82 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2}}{0.36m} = 214.80 \frac{N}{m}$$

- **Carga distribuida triangular**

$$w_{tria} = \frac{v_{tria} * \rho_{arcilla} * g}{L_b}$$

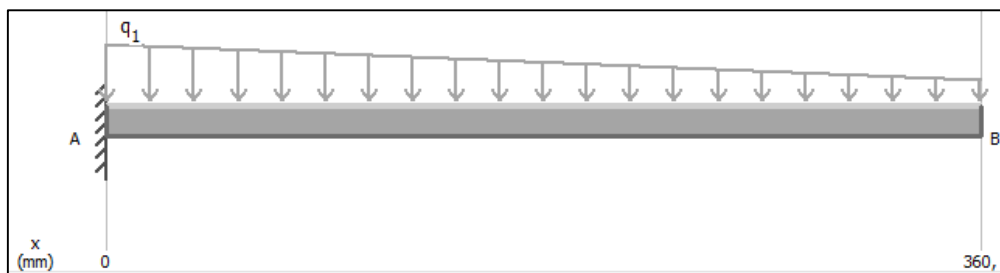
$$v_{tria} = \frac{a * b}{2} * ancho = \frac{0.026m * 0.36m}{2} * 0.14m = 0.0006552m^3$$

Se multiplica por 2 debido a que son dos volúmenes triangulares.

$$w_{tria} = \frac{0.0006552m^3 * 1737.82 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2}}{0.36m} * 2 = 62.054 \frac{N}{m}$$

$$w_{total} = w_{rec} + w_{tria} = 276.85 \frac{N}{m}$$

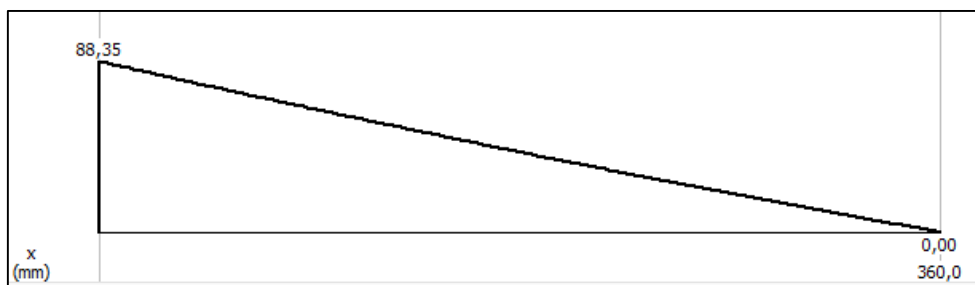
Quedando de esta manera una carga trapezoidal como se aprecia en la Figura 81.



**Figura 81** Carga en la boquilla.

**Fuente:** Autor

Para graficar los diagramas de momento flector y fuerzas cortantes se utilizó el programa MDSolids, obteniendo los siguientes diagramas.

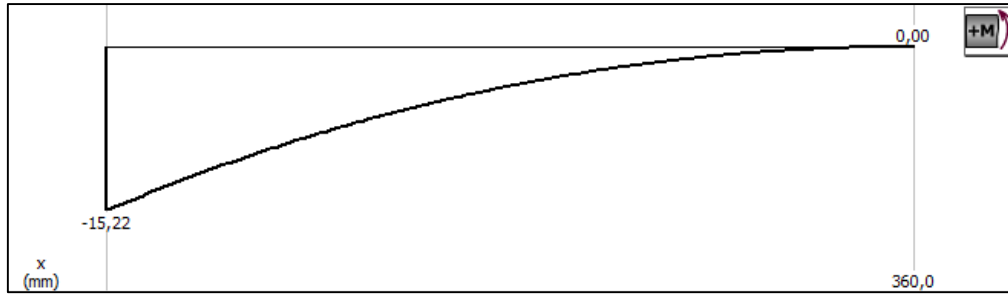


**Figura 82** Diagrama de corte

**Fuente:** Autor

Como se aprecia en la Figura 82, la máxima fuerza cortante se encuentra al inicio de la boquilla con un valor de:

$$F_{cortante\ máximo} = 88.35N$$



**Figura 83.** Diagrama de momento flector

**Fuente:** Autor

En la Figura 83, se aprecia el mayor momento flector máximo al comienzo de la boquilla con un valor de:

$$M_{m\grave{a}ximo} = 15.22 \text{ Nm}$$

Con este valor obtenido se asumirá un valor de espesor de 3 mm, se selecciona ese espesor por ser un valor que se comercializa en el mercado de Loja, por lo que existe disponibilidad; continuando se reemplaza en la ecuación.

$$\sigma_{m\grave{a}x} = \frac{15.22 \text{ Nm} * \frac{0.156 \text{ m}}{2}}{\frac{(0.15 \text{ m} + 2(0.003 \text{ m})) * (0.15 \text{ m} + 2(0.003 \text{ m}))^3}{12} - \frac{0.15 \text{ m} * 0.15 \text{ m}^3}{12}}$$

$$\sigma_{m\grave{a}x} = 95.27 \text{ Pa} = 0.000095 \text{ MPa}$$

Comprobando que se cumple con la relación:

$$\sigma_{m\grave{a}x} = \frac{M_f * c}{I_x} \leq \sigma_{adm}$$

$$0.000095 \text{ MPa} \leq 143.6 \text{ MPa}$$

### 6.15.2 Cálculo de la disposición de los tornillos en la brida de la boquilla.

De acuerdo a la Tabla 27, las separaciones mínimas entre tornillo y el borde de la placa son:

$$e_1 = 2 * (14 \text{ mm}) = 28 \text{ mm} \text{ **Mínimo recomendado}**$$

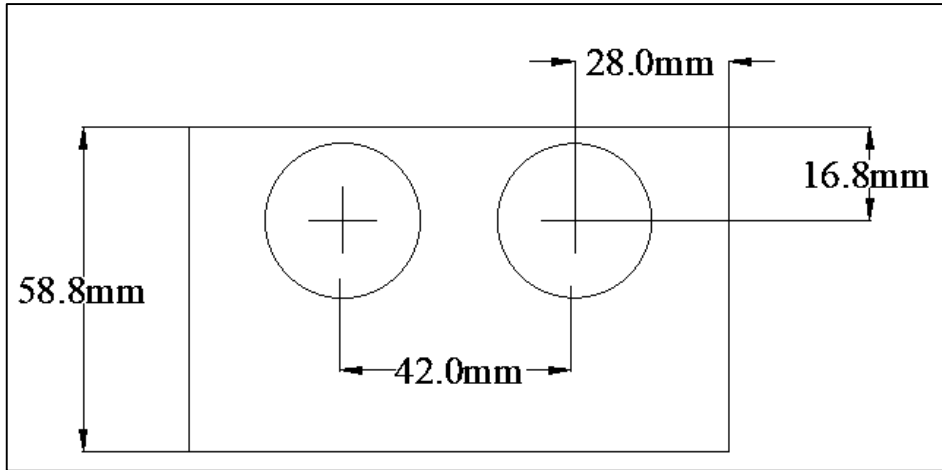
$$e_2 = 1.2 * (14 \text{ mm}) = 16.8 \text{ mm} \text{ **Mínimo obligatorio}**$$

$$p_1 = 3 * (14 \text{ mm}) = 42 \text{ mm} \text{ **Mínimo recomendado}**$$

$$p_2 = 3 * (14 \text{ mm}) = 42 \text{ mm} \text{ **Mínimo recomendado}**$$

$$m = 3 * (14 \text{ mm}) = 42 \text{ mm} \text{ **Mínimo recomendado}**$$

Es importante tener en cuenta estas distancias mínimas para evitar concentraciones de esfuerzos en el agujero y garantizar la resistencia y durabilidad de la unión atornillada.



**Figura 84.** Disposición de tornillos

**Fuente:** Autor

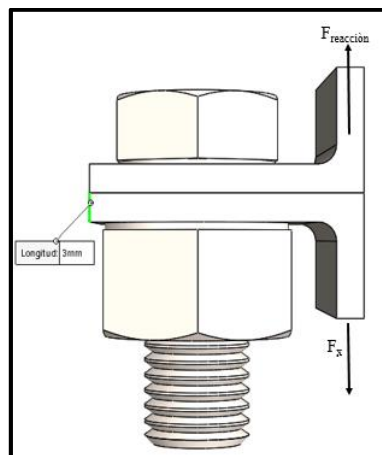
Como se puede observar en la Figura 84, se ha seleccionado la distancia mínima obligatoria para  $e_2$  la distancia mínima. Esto se debe a que, si el ancho aumenta, será necesario adquirir una pletina más ancha, lo cual incrementará los costos. Esta decisión se toma desde una perspectiva económica con el objetivo de optimizar los recursos y reducir los gastos asociados.

### 6.15.3 Cálculo de los pernos

- **Pernos con carga a tensión en la boquilla.**

Los pernos soportan mayormente una fuerza axial,  $F_x$  la cual se debe a la presión que se genera en la boquilla.

Como se aprecia en la Figura 85, el espesor de la plancha de la brida del cilindro y la brida de la boquilla es de 3 mm, de modo que se seleccionará un tamaño nominal de perno de M12 x 1.75 mm.



**Figura 85.** Unión de la boquilla y el cilindro

**Fuente:** Autor



**Espesor de la arandela ( $t$ )**

De acuerdo a la Tabla 76 ubicada en el Anexo 33, el espesor para un tornillo M12 es de 2.80 mm.

**Espesor de la tuerca ( $H$ )**

Como se aprecia en la Tabla 76 ubicada en el Anexo 34, el espesor para una tuerca hexagonal regular es de 10.8 mm.

Con las ecuaciones (125), (126), (127), (128) se calcula la longitud de agarre, longitud del sujetador y la longitud roscada.

$$\text{Longitud del agarre: } l = 6mm + (2.80mm * 2) + 5.25mm = 16.85mm$$

$$\text{Longitud del sujetador: } L > 16.85mm + 10.8mm = 27.65mm \approx 35mm$$

**Longitud roscada:**

$$L_T = 2(12mm) + 6mm = 30mm \quad L \leq 125mm, d \leq 48mm$$

$$\text{Longitud de la parte sin rosca en el agarre: } l_d = 35mm - 30mm = 5mm$$

$$\text{Longitud de la parte roscada en el agarre: } l_t = 16.85mm - 5mm = 11.8mm$$

Mediante la ecuación (129) el área de la parte sin rosca es:

$$A_d = \frac{\pi * 12mm^2}{4} = 113.09 mm^2$$

**Área de la parte roscada ( $A_t$ )**

De la misma forma de la ) a la tensión del perno

Tabla 78 ubicada en el Anexo 36 se selecciona el área de esfuerzo de tensión para la serie gruesa UNC es de  $84.3mm^2$ .

**Rigidez del sujetador ( $K_b$ )**

De la Tabla 79 ubicada en el Anexo 37 el módulo de elasticidad para el acero es de 207 GPa, la rigidez del sujetador de acuerdo a la ecuación (130) es:

$$K_b = \frac{113.09 mm^2 * 84.3mm^2 * 0.000207 \frac{GN}{mm^2}}{113.09 mm^2 * 11.8mm + 84.3mm^2 * 5mm} = 0.00102 \frac{GN}{mm} = 1.02GN/m$$

**Relación del resorte o rigidez de este tronco ( $K_m$ )**

Para la plancha de acero A36 el módulo de elasticidad es de 200 GPa. La rigidez de los elementos, de la ecuación (131) es:

$$K_m = \frac{0.5774 * \pi * 0.0002 \frac{GN}{mm^2} * 12mm}{2 * \ln \left( 5 \left( \frac{0.5774 * 16.85mm + 0.5 * 12mm}{0.5774 * 16.85mm + 2.5 * 12mm} \right) \right)}$$

$$K_m = \frac{4.35 * 10^{-3} \frac{GN}{mm}}{1.43} = 0.00306 \frac{GN}{mm} = 3.06 \frac{GN}{m}$$

Para conseguir la constante de rigidez de acuerdo a la ecuación (132) es:

$$C = \frac{1.02 \frac{GN}{m}}{1.02 \frac{GN}{m} + 3.06 \frac{GN}{m}} = 0.25$$

Considerando que el perno es un acero de bajo a medio carbono y acorde con la Tabla 80 ubicada en el Anexo 38, la resistencia de prueba de un perno grado 4.6 es de 225 MPa.

Por lo que la precarga de acuerdo a la ecuación (134) es:

$$F_p = 84.3mm^2 * 225 \frac{N}{mm^2}$$

$$F_p = 18967.5N$$

$$F_i = 0.75 * 18967.5N = 14225.625N$$

De esta manera, es posible determinar el número de pernos que cumplen correctamente su función de sujeción, se lo determina con la ecuación(135), (133), pero antes de aplicar la ecuación, es necesario asumir un factor de carga  $n_L$  que según recomendaciones de (Shigley - R. Budynas, 2008), puede variar entre 1.5 a 2. Una vez obtenido el número de pernos se vuelve a recalcular el factor de carga real utilizando la ecuación (136).

$$N_p = \frac{0.25 * 2 * 29009 N}{84.3mm^2 * 225 \frac{N}{mm^2} - 14225.625N}$$

$$N_p = \frac{14504.5 N}{4741.8N} = 3.05$$

$$n_L = \frac{84.3mm^2 * 225 \frac{N}{mm^2} - 14225.625N}{0.25 * \frac{29009 N}{3.05}}$$

$$n_L = \frac{4741.8N}{2377.7N} = 1.99$$

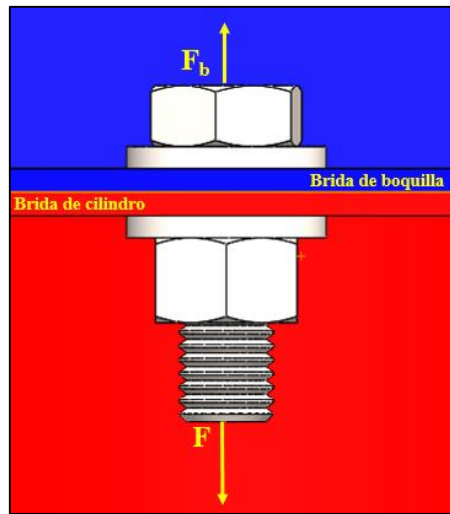
Por lo tanto, se utilizará 4 tornillos clase 4.6 M12x1.75x35 mm los cuales se ubicarán a la misma distancia.

Teniendo en cuenta se calcula con la ecuación la carga resultante en el perno:

$$F_b = C * P + F_i$$

$$F_b = 0.25 * \left( \frac{29009N}{4} \right) + 14225.625N = 16038.68N$$

La carga resultante aplicada al perno ( $F_b$ ) actúa axialmente, lo cual genera un esfuerzo de tensión ( $\sigma_b$ ) como se muestra en la figura y se calcula usando la ecuación:



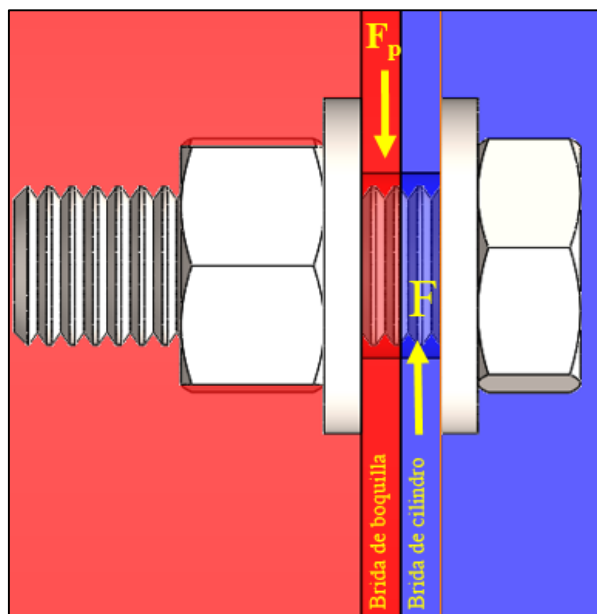
**Figura 86.** Esfuerzo a tensión del perno

**Fuente:** Autor

Reemplazando se tiene:

$$\sigma_b = \frac{C * P + F_i}{A_t} = \frac{0.25 * \left(\frac{29009N}{4}\right) + 16038.68N}{8.43 * 10^{-5}m^2} = 190.2MPa$$

La fuerza del peso de la arcilla y la boquilla genera un esfuerzo al corte, tal como se aprecia en la Figura 87.



**Figura 87.** Esfuerzo de corte del perno

**Fuente:** Autor

La carga de la arcilla es de 88.4 N y el peso de la boquilla es de 56.35 N (Ver Figura 124 ubicada en el Anexo 28), el cual se calculó en el apartado 6.18 diseño de la boquilla.

$$\sigma_c = \frac{P_{arcilla} + P_{boquilla}}{4 * A_d} = \frac{88.4N + 56.35N}{4 * 0.00011309m^2} = 0.319MPa$$

Al tener esfuerzos combinados se aplica la ecuación siguiente:

$$\sigma_{com} = \sigma_b + \sigma_c = 190.2MPa + 0.319MPa = 190.519MPa$$

Para calcular el factor de seguridad, es importante considerar que el esfuerzo calculado no deba ser mayor que el esfuerzo admisible. En este caso, el esfuerzo a tracción mínima es de 400 MPa. (Ver Tabla 80 ubicada en el Anexo 38), para lo cual usando la ecuación para el factor de seguridad se obtiene:

$$F_{seg} = \frac{400MPa}{190.5MPa} = 2.09$$

Por consiguiente:

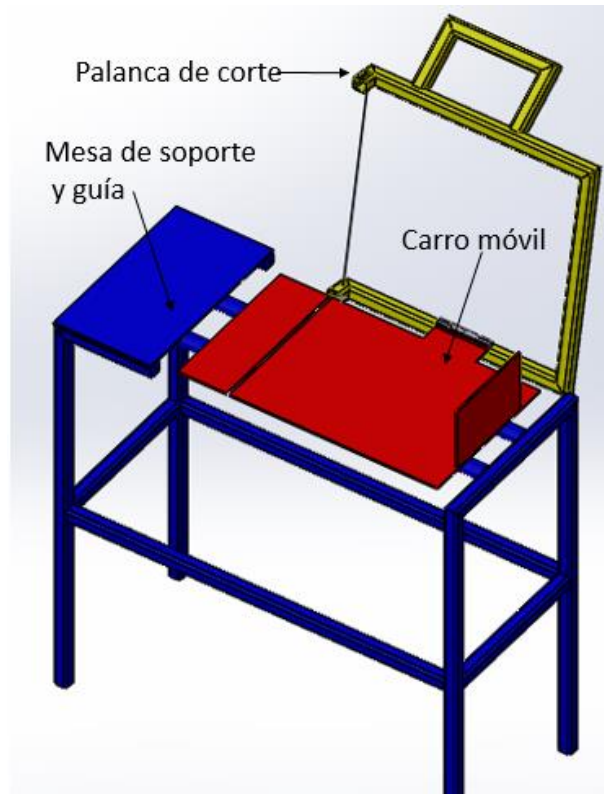
$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{adm}$$

Por lo que la boquilla estará construida por de una plancha de acero SAE A36 de espesor de 3 mm soldado a un extremo una brida de 3 mm de espesor de dimensiones de 260 mm tanto de base como altura con cuatro agujeros de 13,50 mm, esta brida será unida al extremo del cilindro que igualmente tiene una brida con las mismas dimensiones a dicha matriz de moldeo se realiza un acabado con fondo y pintura anticorrosiva color rojo para evitar efectos de corrosión.

Para finalizar el diseño de los elementos mecánicos y estéticos de la extrusora, se empleará una lámina de acero A36 de 3 mm como material para fabricar las cubiertas de protección de los mecanismos de transmisión. Estas cubiertas estarán sujetas a la base mediante pernos M6.

### **6.16 Sistema de corte**

Como se aprecia en la Figura 88 el sistema de corte está conformado por una mesa de soporté, el carro móvil y la palanca de corte; la mesa de soporté está diseñado con un perfil cuadrado de (20 x 20 x 2) mm (ver Anexo 42) el cual es de fácil manipulación y de fácil acceso en las ferreterías al igual esta mesa lleva soldado dos tubos de 7/8 in x 1.5 mm de espesor los cuales servirán de guía para que el carro móvil se desplace una longitud de 35 cm, se realiza un acabado con pintura de color azul anticorrosiva con el fin de evitar efectos de corrosión.



**Figura 88.** Sistema de corte

**Fuente:** Autor

### 6.16.1 Carro móvil






El carro móvil está compuesto por una placa de acero ASTM A36 de espesor de 3 mm, el cual en un extremo tiene soldado una placa de acero del mismo material para que sirva como sistema de empuje del carro hasta que se desplace hasta la medida de 29 cm donde se realizara el corte, al igual debajo de estas placas tendrá soldado dos tubos de 1 in con espesor de 1,5 mm, se realiza un acabado con pintura roja para evitar la corrosión.

- **Palanca de corte**

La palanca de corte está conformada por un mango de apoyo manual en perfil de sección cuadrada de (20 x 20 x 2) mm (ver Anexo 42), el cual tiene un mecanismo de dos bisagras desmontables de 40 mm, de longitud, el corte se realiza mediante un hilo de acero templado.

### 6.17 Rodamientos

A continuación, se presenta el cálculo del rodamiento, que hace referencia al rodamiento que se va a instalar para soportar las diferentes cargas presentes en el eje de extrusión.

		Características:			
		Carga radial	Carga axial en ambas direcciones	Compensación longitudinal en el rodamiento	Compensación longitudinal con ajuste deslizante
Tipo de rodamiento					
Rodamientos de rodillos cónicos		●	● ←	○	◐ <sub>a</sub>
Rodamientos oscilantes de rodillos, de una hilera		●	◐	○	◐
Rodamientos oscilantes de rodillos		●	◐	○	◐
Rodamientos axiales de bolas		○	◐ ←	○	○
		○	◐	○	○

**Figura 89.** Selección miento del tipo de rodamiento.

**Fuente:**(FAG, 2022)

En la Figura 89, se observa que para el rodamiento ubicado en el punto C, (ver Figura 75), se optó por un rodamiento de rodillos cónicos, que tenga una aptitud muy buena, siguiendo el criterio de diseñador. Este tipo de rodamiento es adecuado para la extrusora por su capacidad para soportar tanto carga axial como radial. Los rodamientos de rodillos cónicos se caracterizan por tener rodillos troncocónicos y pistas de rodadura cónicas, lo que les permite soportar fuerzas axiales y radiales. (FAG, 2022)

A continuación, se realiza el cálculo del rodamiento que se ubicará en el punto C, el cual estará sujeto a cargas tanto axiales como radiales.

#### **Solicitud estática de los rodamientos**

Las reacciones sobre el apoyo C (Figura 75) servirán para determinar las cargas radial y axial que soportará el rodamiento para su respectiva selección.

#### **Cargas:**

$$F_a = 29009N$$

$$F_r = 2085.71N$$

Se procede a calcular la carga estática equivalente, para lo cual se determina el siguiente factor  $F_a/F_r$  y se elige la ecuación correspondiente para el cálculo.

Donde el factor:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{29009 \text{ N}}{2085.71 \text{ N}} = 13.90$$

De acuerdo al catálogo de rodamientos 41250 SA marca FAG, los factores radial y axial para aplicar en la ecuación siguiente y calcular la carga estática equivalente son:

$$P_0 = F_r \rightarrow \frac{F_a}{F_r} \leq \frac{1}{2Y_0}$$

$$P_0 = 0.5 * F_r + Y_0 * F_a \rightarrow \frac{F_a}{F_r} > \frac{1}{2Y_0}$$

Para seleccionar la ecuación se elige un valor de la tabla de rodamientos cónicos obteniendo como  $Y_0 = 0.4$  se tiene que  $1/2Y_0 = 1.25$ ; por lo que se puede aplicar las relaciones de las ecuaciones anteriores y seleccionar la que según corresponda.

$$13.90 > 1.25$$

Como se aprecia se cumple que  $\frac{F_a}{F_r} > \frac{1}{2Y_0}$  de manera que reemplazando valores se tiene:

$$P_0 = 0.5 * 2085.71 \text{ N} + 0.81 * 29009 \text{ N} = 24540.14 \text{ N} = 24.54 \text{ kN}$$

Con un factor de seguridad estático  $f_s = 1.5$  (para solicitaciones normales) se calcula la capacidad de carga estática con la ecuación siguiente:

$$C_o = f_s * P_0$$

$$C_o = 1.5 * 24.54 \text{ kN} = 36.81 \text{ kN}$$

De acuerdo a la metodología propuesta en el catálogo, indica que puede emplearse el criterio por carga estática cuando el eje gira a menos de 10 rpm. Sin embargo, dado para la aplicación diseñada la velocidad calculada es de 38 rpm, no aplicaría utilizar el método por carga estática. En su lugar se debería realizar mediante los procedimientos bajo sollicitación dinámica como se indica a continuación.

### 6.17.1 Sollicitación dinámica del rodamiento

Igualmente, los factores dinámicos de carga radial y axial para emplear en la selección de rodamientos de rodillos cónicos se calculan con la siguiente ecuación:

$$P = 0.4 * F_r + Y * F_a \rightarrow \frac{F_a}{F_r} > e$$

Los valores asociados a los parámetros Y, y e que aparecen en la ecuación presentada, se encuentran estipulados en las tablas de los fabricantes de rodamientos. Particularizando estos datos para el caso en estudio, y tomando los valores correspondientes de dichas tablas de especificaciones; se tiene que el valor de Y es de

0.73 mientras que el exponente  $e$  tiene un valor de 0.83. Estos valores han sido extraídos para el tipo de rodamiento seleccionado y la aplicación de interés, como puede verificarse en el Anexo 17, que contiene las tablas de los fabricantes que sustentan los parámetros escogidos.

Reemplazando en la ecuación siguiente se tiene:

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow 13.90 > 0.83$$

Cumpliendo esta condición se reemplaza en la ecuación obteniendo:

$$P = 0.4 * 2085.71N + 0.73 * 29009N = 22010.85N = 22.01kN$$

Con estas consideraciones el exponente de vida para los rodamientos de rodillos es  $p = 10/3$ , el factor de esfuerzos dinámicos se lo tomó de la Tabla ubicada en el Anexo 15, donde para una prensa de extrusión se considera un valor de  $f_L = 3.5$ .

A partir de los datos ya determinados se calculó, la vida nominal en horas del rodamiento de acuerdo al tipo de máquina a partir de la ecuación siguiente, que da un valor de:

$$L_h = f_L^{\frac{10}{3}} * 500$$

$$L_h = 3.5^{\frac{10}{3}} * 500 = 32548.43 \text{ horas}$$

El cálculo del factor de velocidad  $f_n$  se lo determinó a partir de ecuación siguiente, donde el exponente de vida del rodamiento es  $p = 10/3$ , y la velocidad que gira el eje es de  $n = 38$  rpm lo cual da un valor de:

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33 * \frac{1}{3}}{n}} = \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{33 * \frac{1}{3}}{38}} = 0.68$$

Con la ecuación siguiente se encuentra la capacidad de carga dinámica:

$$C_{requerido} = P * \frac{f_L}{f_n}$$

Donde:

$f_L =$  Factor de esfuerzos dinámicos

$C_{requerido} =$  Capacidad de carga dinámica (kN)

$P =$  Carga dinámica equivalente(kN)

$f_n =$  Factor de velocidad

Reemplazando se tiene

$$C_{requerido} = \frac{3.5 * 22.01kN}{0.68} = 113.75kN$$



Donde para validar el rodamiento esta capacidad debe ser menor a la capacidad dinámica del rodamiento.

$$C < C_{\text{dinámica del rodamiento}}$$

$$113.75kN < 125kN$$

Como se aprecia se cumple la condición y en base a este resultado se selecciona el rodamiento del catálogo FAG 31311A. (Ver Anexo 16)

### 6.17.2 Vida nominal del rodamiento básico

La vida a la fatiga de este componente se calcula, para tener conocimiento de cada cuanto tiempo se debe realizar el cambio de estos componentes

De acuerdo al catálogo Fag se utilizará la ecuación siguiente para el cálculo:

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^p [10^6 \text{revoluciones}]$$

Donde

$$L_{10} = L \text{ vida nominal } (10^6 \text{revoluciones})$$

$$C = \text{Capacidad de carga dinámica (kN)}$$

$$P = \text{Carga dinámica equivalente (kN)}$$

$$p = \text{exponente de vida}$$

Al reemplazar los datos en la ecuación se tiene:

$$L_{10} = L = \left(\frac{113.75kN}{21.91kN}\right)^{\frac{10}{3}} [10^6 \text{revoluciones}] = 235 * 10^6 \text{revoluciones}$$

Como la velocidad del rodamiento será constante (38 rpm) se calcula la duración expresada en horas con la ecuación siguiente:

$$L_h = \frac{L}{n * 60} [\text{horas}]$$

Reemplazando en la ecuación se tiene:

$$L_h = \frac{235 * 10^6 \text{revoluciones}}{38 * 60} = 103070.17 \text{ horas}$$

Lo cual convirtiendo a años teniendo en cuenta que la máquina trabaja 3 días a la semana por 4 horas diarias, es decir, trabajaría a la semana 12 horas y multiplicando este valor por 52 semanas que tiene el año se obtiene un uso de 624 horas al año.

$$1 \text{ semana} \rightarrow 12 \text{ horas}$$

$$52 \text{ semanas} \rightarrow x$$

$$x = 624 \text{ horas al año}$$

Dividendo  $L_h$  para en número de horas que trabaja al año se obtiene que el rodamiento genera 165, años de vida a la fatiga, este valor es de gran magnitud, dado que el rodamiento trabaja a bajas revoluciones por minuto.

### 6.17.3 Cálculo del rodamiento 2

		Características:			
		Carga radial	Carga axial en ambas direcciones	Compensación longitudinal en el rodamiento	Compensación longitudinal con ajuste deslizante
Tipo de rodamiento					
Rodamientos rígidos de bolas					
Rodamientos de bolas de contacto angular					
Rodamientos de bolas de contacto angular, de doble hilera					
Rodamientos para husillos					

**Figura 90.** Tipo de rodamiento para el apoyo B.

**Fuente:**(FAG, 2022)

Como se aprecia en la Figura 90 para el rodamiento en el punto B, (ver Figura 75) se optó por colocar un cojinete de rodamientos rígido de bolas considerando los diferentes parámetros de selección que sugiere el catálogo FAG. Este rodamiento como característica principal es soportar carga radial y por criterio de diseñador se optó que el presente rodamiento tenga una aptitud buena seleccionando así este tipo de rodamiento para la extrusora.

Para determinar el rodamiento 2, que estará ubicado en el apoyo B (ver Figura 75), se ejecutó la metodología propuesta por el catálogo FAG para rodamientos rígidos de bolas, considerando que el exponente de vida para los rodamientos de bolas es  $p = 3$ , el factor de esfuerzos dinámicos  $f_L = 3.5$ , un factor de seguridad estático  $f_s = 1.5$  (para solicitaciones normales), el factor de velocidad será igual a  $f_n = 0.66$ , la vida nominal para este rodamiento de acuerdo al tipo de máquina es de  $L_h = 32548.43$  horas y la  $f_r = 1424.58N$

### 6.17.3.1 Cálculo de la carga dinámica equivalente.

Para el cálculo se obtiene la fuerza tangencial según el tipo de transmisión que posee la máquina en la tabla ubicada en el Anexo 18.

$$f_z = 2.25$$

- **Número característico del agujero**

De acuerdo a que el diámetro del eje es de 55 mm y lo dividimos para 5 el número característico es 11, y por tanto asumiendo que es una serie 60 encontramos en la Tabla 68 ubicada en el Anexo 19 valor que  $f_o = 15.4$ .

Al revisar en el catálogo para rodamientos rígidos de bolas serie 60 para un diámetro de 55 mm se tiene una capacidad de carga estática de 21.2 KN y una capacidad dinámica de 28.5 KN. (Ver la Tabla 69 ubicada en el Anexo 20)

Para determinar, la carga dinámica equivalente “P” se utiliza ecuación siguiente, donde se considera que las fuerzas axiales en este rodamiento no son influentes para el cálculo, por lo tanto, se encuentra los factores  $X_o$  y  $Y_o$ , para lo cual se reemplaza los valores en la ecuación que se indica:

$$\frac{f_o * F_a}{c_o}$$

Donde:

$c_o =$  Capacidad de carga estática

$f_o =$  Factor para rodamientos rígidos

$F_a =$  Fuerzas axiales

Reemplazando valores se tiene:

$$\frac{15.4 * 0}{21.2} = 0$$

Como se aprecia no existe carga axial en este rodamiento, por lo que se procede a seleccionar los valores inmediatos de 0 en la Tabla 70 ubicada en el Anexo 21, teniendo que el juego normal del rodamiento es:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow \frac{0}{1660.6N} \leq 0.22$$

Como se aprecia se cumple esta condición por lo que los factores serán:

$$X_o = 1$$

$$Y_o = 0$$

Teniendo todos estos valores se procede a encontrar la carga dinámica equivalente reemplazando los valores en la ecuación que se presenta a continuación.

$$P = (X_o * Fr + Y_o * Fa) * f_z$$

Donde:

$P =$  Carga dinámica equivalente

$X_o =$  Factor radial

$F_r =$  Fuerzas radiales

$Y_o =$  Factor axial

$F_a =$  Fuerzas axiales

$f_z =$  Fuerza tangencial

Reemplazando valores se tiene:

$$P = (1 * 1424.58N + 0 * 0 N) * 2.25$$

$$P = 3736.35N = 3.7 kN$$

El cálculo del factor de velocidad  $f_n$  se lo determinó a partir de ecuación siguiente, donde el exponente de vida del rodamiento es  $p = 3$ , y la velocidad del eje es de  $n = 38$  rpm lo cual da un valor de:

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33 * \frac{1}{3}}{n}} = \sqrt[3]{\frac{33 * \frac{1}{3}}{38}} = 0.66$$

Continuando se encuentra la capacidad de carga dinámica equivalente (C) con la siguiente ecuación:

$$C = P \frac{f_l}{f_n}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$C = 3.7kN * \frac{3.5}{0.66} = 19.62kN$$

Donde para validar el rodamiento esta capacidad debe ser menor a la capacidad dinámica del rodamiento.

$$C < C_{dinámica\ del\ rodamiento}$$

$$19.62kN < 28.5kN$$

Como se aprecia se cumple la condición y por consiguiente el rodamiento seleccionado es el 6011. (Ver Anexo 20).

### 6.17.3.2 Vida nominal del rodamiento básico

La vida a la fatiga de este componente se calcula, para tener conocimiento de cada cuanto tiempo se debe realizar el cambio de estos componentes

De acuerdo al catálogo FAG, se utilizará la ecuación siguiente para el cálculo:

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^p [10^6 \text{revoluciones}]$$

Al reemplazar los datos en la ecuación se tiene:

$$L_{10} = L = \left(\frac{19.62kN}{3.2kN}\right)^3 [10^6 \text{revoluciones}] = 136 * 10^6 \text{revoluciones}$$

Como la velocidad del rodamiento será constante (38 rpm) se calcula la duración expresada en horas con la ecuación siguiente:

$$L_h = \frac{L}{n * 60} [\text{horas}]$$

Reemplazando en la ecuación se tiene:

$$L_h = \frac{136 * 10^6 \text{revoluciones}}{38 * 60} = 59649.12 \text{ horas}$$

Lo cual convirtiendo a años teniendo en cuenta que la máquina trabaja 3 días a la semana por 4 horas diarias, es decir trabajaría a la semana 12 horas y multiplicando este valor por 52 semanas que tiene el año se obtiene un uso de 624 horas al año.

$$1 \text{ semana} \rightarrow 12 \text{ horas}$$

$$52 \text{ semanas} \rightarrow x$$

$$x = 624 \text{ horas al año}$$

Dividendo  $L_h$  para en número de horas que trabaja al año se obtiene que el rodamiento genera 95, años de vida a la fatiga, este valor es de gran magnitud, dado que el rodamiento trabaja a bajas revoluciones por minuto.

Por lo que los rodamientos seleccionados se presentan en la Tabla 52.

**Tabla 52. Rodamientos seleccionados**

Rodamiento (ubicación)	Denominación FAG
Apoyo C	31311A
Apoyo B	6011

**Fuente:** Autor

## 6.18 Selección del soporté para el rodamiento.

Estos elementos se encargan de contener al rodamiento y fijarlo a la estructura de la extrusora, pueden ser de acero prensado o de hierro colado. De acuerdo al catálogo SKF se utilizará un soporté de tipo pie “SYNT 55 L” para el rodamiento de rodillos cónicos, como se muestra en la Figura 122 ubicada en el Anexo 22, y un soporté de tipo pie “UCP-211/H”, con dos tornillos de fijación M16 para el rodamiento de bolas, como se muestra en la Figura 123 ubicada en el Anexo 23.

## 6.19 Diseño de la chaveta

### 6.19.1 Cálculo de chaveta del eje del tornillo al acople.

De acuerdo a la Tabla 71 ubicada en el Anexo 24, se realiza la selección de una chaveta para un diámetro de 55 mm, por lo tanto, las dimensiones de la chaveta serán de 16 mm de ancho, 10 mm de alto. El material seleccionado para la chaveta debe ser menos resistente que el material del eje, esto con el fin de reemplazar la chaveta y no al eje, por lo cual se usa una barra de acero A36, (ver Anexo 25) en donde el esfuerzo admisible de fluencia es de  $2530 \text{ kg/cm}^2$  (248 MPa) y el esfuerzo admisible de tracción es de  $4080 \text{ kg/cm}^2$  (400 MPa) a los cuales se los dividirá para un factor de seguridad de 3 que de acuerdo con Pérez Gonzales & Barcos Hernández, (2004), se recomienda para operaciones industriales. Por otro lado, el torque que trasmite el eje es de 693.35 Nm, por lo tanto, aplicando la ecuación (31) y la ecuación (32) se obtendrá las longitudes de la hélice.

Para el caso del esfuerzo por corte se despeja la longitud de la ecuación (32) y se obtiene:

$$L_c = \frac{2T * F_s}{S_{sy} * w_c * d_{eje}}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (99) y (31) se tiene:

$$S_{sy} = 0.577 * 4.0 * 10^8 \frac{N}{m^2} = 2.308 * 10^8 \frac{N}{m^2}$$

$$L_c = \frac{2(693.352 \text{ N} * \text{m}) * 3}{2.308 * 10^8 \frac{N}{m^2} * 0.016\text{m} * 0.055\text{m}} = 0.020 \text{ m} = 20.48 \text{ mm}$$

Para encontrar la longitud por esfuerzo de compresión, se despeja la longitud de la ecuación (32) y se obtiene:

$$L_c = \frac{4T * F_s}{S_y * w_c * d_{eje}}$$

Reemplazando en la ecuación anterior se tiene:

$$L_c = \frac{4(693.352 \text{ N} * \text{m}) * 3}{4.2 * 10^8 \frac{N}{m^2} * 0.016\text{m} * 0.055\text{m}} = 0.024 \text{ m} = 24 \text{ mm}$$

Para evitar la falla de la chaveta por compresión y cortante debe tener 24 mm de longitud, por lo tanto, la falla ocurriría primeramente por cortante de la chaveta.

## 6.20 Selección del acople

Para la selección del tipo de acople se consideró que el acople debe permitir pequeñas desalineaciones angulares como paralelo, debe ser económico, de fácil mantenimiento, seguro y fácil de alinear, considerando estos requerimientos se selecciona entre los diferentes tipos de acoples flexibles, el acople para ejes tipo cadena, el cual consta de dos piñones con dientes endurecidos y una cadena estándar doble, entre las ventajas que tiene este elemento para el diseño es que tiene un costo menor que otros acoples también su reparación es más fácil, además posee un diseño atractivo a diferencia de otros acoples, no hay pernos que sobresalgan peligrosos que sobresalgan, la extracción de los ejes se realiza de manera simple, al igual se debe considerar que los ejes a acoplar deben estar alienados con la mayor precisión posible en línea recta, lo cual resulta bastante difícil. El acople para cadena proporciona la flexibilidad necesaria, dado que la cadena y la rueda dentada producen una separación. Además de proteger los cojinetes del sobrecalentamiento y de la abrasión, protege la máquina durante el uso.

Considerando la metodología propuesta se escoge un acople que transmita 3.049 HP al eje de la extrusora que gira a 38 rpm durante 4 horas por día. El diámetro del eje de la extrusora es de 55 mm y el diámetro de salida del eje del reductor es de 48 mm.

- **Factor de servicio**

Para el cálculo del factor de servicio se tiene en cuenta que el tipo de carga es pesada, el tipo de máquina es para la industria del ladrillo, la cual trabajara menos de 10 horas al día con un motor de combustión. Teniendo en cuenta esto se escogió de la Tabla 25 el factor de servicio correspondiente a 2.

- **Potencia de diseño**

$$P_{dediseño} = 3.049 \text{ HP} * 2 = 6.098 \text{ HP}$$

- **Tamaño del acoplamiento**

Utilizando la Tabla 26 de potencias de salida, se busca la primera cifra representativa que no supere los 6.098 HP requeridos a partir de la velocidad de 38 rpm. Además, se verifica el hueco permisible, lo que lleva a la selección del acople A50-18.

Revisando en la tabla ubicada en el Anexo 26, se aprecia que el hueco permisible es de 45 mm, por lo cual se elige el acople inmediato A60-18 el cual tiene un hueco admisible de 56 mm, lo que garantiza que pueda alojar al eje mayor. Para más detalle sobre el acoplamiento, se proporciona información adicional en el Anexo 26.

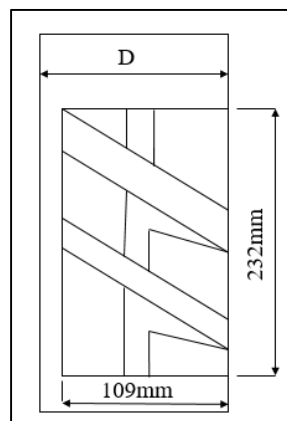
## 6.21 Sistema de alimentación - Diseño de tolva

### 6.21.1 Requisitos

El requisito que debe cumplir la tolva es la de incrementar la entrada para el ingreso de la arcilla con la pala, es decir, la tolva servirá solo para recepción, no tendrá acumulamiento de material en su interior, por lo que se diseña con una inclinación de  $60^\circ$  a  $70^\circ$ , lo que facilita la caída del material hacia el cilindro extrusor evitándose no tener atascamientos tipo embudo según indica (Choque, 2016).

En la figura 81 se muestra que el tamaño de la garganta recomendado por (Marcilla & Beltrán, 2012), es de 109 mm de ancho por 232 mm de largo. Sin embargo, para este diseño se elegirá una anchura igual al diámetro del cilindro, es decir 156 mm, con el fin de ensamblar de manera más adecuada la garganta al cilindro. Además, se tomará un largo de 230 mm.

El material de construcción seleccionado para la tolva será plancha de acero A36 debido a su alta resistencia y durabilidad. Es un acero estructural de bajo carbono que cumple con las normas ASTM A36. Esto lo hace adecuado para aplicaciones en las que se requiere una buena resistencia y capacidad de carga, así mismo se eligió por su disponibilidad en el mercado, dado que es fácil de encontrar en diferentes tamaños y espesores, lo que facilita su adquisición también es fácil de trabajar y soldar, lo que simplifica el proceso para la construcción de la tolva.



**Figura 91.** Dimensiones de la garganta de alimentación

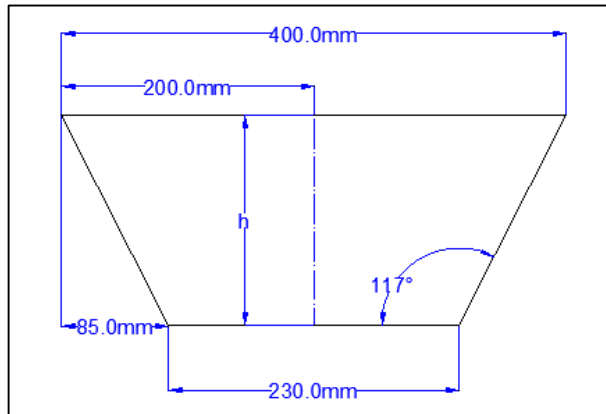
**Fuente:** Autor

Para las dimensiones de la parte superior de la tolva se consideraron las dimensiones de una pala con el fin de garantizar que el trabajador pueda ingresar la mezcla de arcilla sin dificultad. Con este fin, se decidió que las dimensiones de la tolva serán de 400 mm tanto de ancho como el largo.



### 6.21.2 Dimensionamiento de la tolva

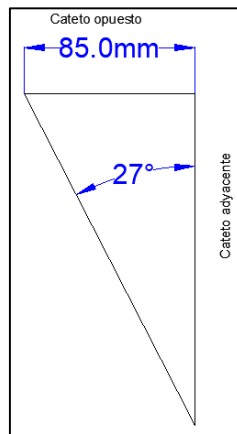
Como se indicó anteriormente, las medidas están dadas quedando solamente por definir la altura, para lo cual en la Figura 92, se puede observar la geometría con las dimensiones antes propuestas.



**Figura 92.** Tolva de alimentación

**Fuente:** Autor

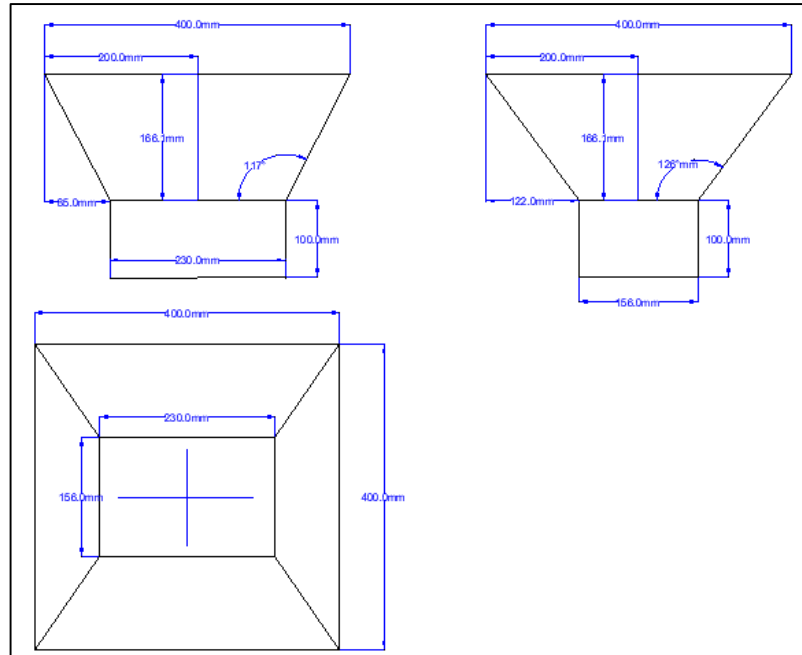
Con estas medidas se procede a calcular la altura que tendrá la tolva, para lo cual se utiliza la siguiente formula:



$$\tan \theta = \frac{C_{opuesto}}{C_{adyacente}}$$

$$\tan 27^\circ = \frac{85\text{mm}}{C_{adyacente}}$$

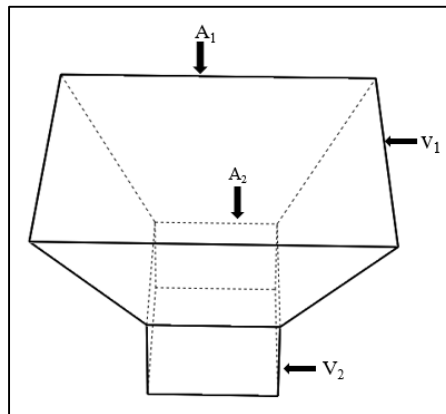
$$C_{adyacente} = h_T = 166.1 \text{ mm} = 0.166 \text{ m}$$



**Figura 93.** *Vistas estándares de la tolva*

**Fuente:** *Autor*

Para el cálculo del volumen de la tolva se calcula las siguientes áreas.



**Figura 94.** *Áreas a calcular de la tolva*

**Fuente:** *Autor*

Cálculo de áreas:

$$A_1 = b^2 \text{ reemplazando } A_1 = (400 * 400)mm = 160000mm^2$$

$$A_2 = b * a \text{ reemplazando } A_2 = (156 * 230)mm = 35880mm^2$$

Para obtener el volumen total de la tolva se utiliza la ecuación siguiente para una tolva rectangular:

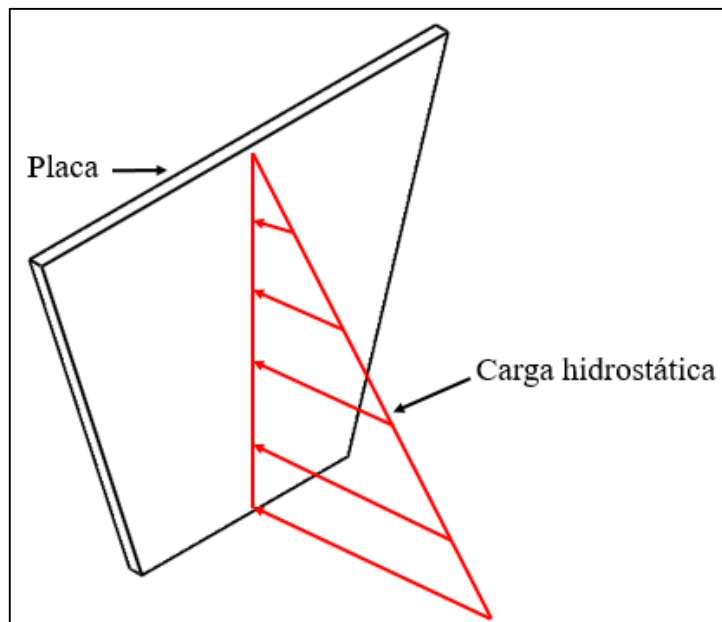
$$V_t = \frac{h}{3} * (A_1 + A_2 + \sqrt{A_1 * A_2}) + A_2 * h_1$$

$$V_t = \frac{166mm}{3} \cdot \left( 160000mm^2 + 35880mm^2 + \sqrt{160000mm^2 * 35880mm^2} \right) + 35880mm^2 * 100mm$$

$$V_t = 14451182.94 mm^3$$

### 6.21.3 Cálculo del espesor de la tolva

Para el cálculo del espesor de la tolva se lo realiza en base a una sola placa debido a que las dimensiones no varían mucho unas con otras. Donde la carga debida al peso de la arcilla se distribuye hidrostáticamente en cuatro placas que componen la tolva como se muestra en la Figura 95.



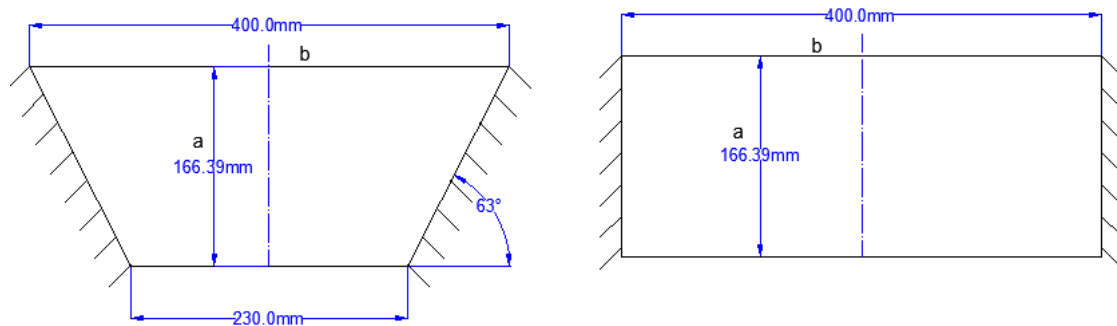
**Figura 95.** Carga distribuida en la placa de la tolva

**Fuente:** Autor

Para determinar el espesor de la placa, se utilizó una solución aproximada mediante la serie de Fourier planteada por Zignoli. Esta solución se aplicó a placas rectangulares con cargas hidrostáticas, utilizando una tabla contenida en el Anexo 14. Dado que no se encontró una solución directa para placas trapezoidales, se hizo una aproximación considerando la placa como rectangular.

De los casos enumerados en Anexo 14, el que mejor coincide con el caso de la placa trapezoidal será el caso 4 con dos lados apoyados y dos empotrados. A continuación, se presenta la analogía de las placas.

### Caso real Analogía



**Figura 96.** Analogía entre una placa trapezoidal y cuadrada empotrada en dos de los extremos.

**Fuente:** Autor

La ecuación del momento máximo a lo largo de los dos lados empotrados es:

$$M_y = \beta * q_0 * h_T^2$$

Donde:

$M_y$  = Momento a lo largo de los lados empotrados (kg \* cm).

$\beta$  = Factor relacionado con la posición sobre el eje x donde el momento es máximo y esta dada en cm.

$q_0$  = Carga por unidad de área ejercida en el extremo inferior de la placa  $\left(\frac{kg}{cm^2}\right)$

$h$  = Altura de la placa en cm.

Donde  $\beta$  se determina de la relación ancho superior ( $b$ ) y la altura ( $a$ ).

$$\frac{b}{a} = \frac{0.400m}{0.166m} = 2.4$$

Dado el valor de 2.4, se busca  $\beta$  en la Tabla 67 ubicada en el Anexo 14 para un caso 3. Sin embargo, este valor no se encuentra en la tabla, por lo que se interpola el valor  $\beta$  determinando un valor de 0.1214

$\frac{b}{a}$	$\beta$
2	0.119
2.4	0.1214
3	0.125

Para  $q_0$  se calcula usando la siguiente ecuación:

$$q_0 = \gamma * h_T$$

Donde:

$$\gamma = \text{Peso específico de la arcilla} \left( \frac{kg}{m^2s^2} \right)$$

$$h_T = \text{Altura de la tolva}(m)$$

Donde:

$$\gamma = \rho * g$$

$$\gamma = 1738 \frac{kg}{m^3} * 9.8 \frac{m}{s^2} = 17032.4 \frac{N}{m^3}$$

$$q_0 = 17032.4 \frac{N}{m^3} * 0.166m = 2827 \frac{N}{m^2} \approx 0.283 \frac{N}{cm^2}$$

Reemplazando:

$$M_y = 0.1214cm * 0.283 \frac{N}{cm^2} * (16.6cm)^2 = 9.45N * cm$$

Con base a este resultado se calcula el espesor de la placa aplicando la siguiente ecuación:

$$s^2 = 6 * \frac{M_y}{\sigma_{fmat}}$$

Donde:

$$\sigma_{fmat} = \text{Resistencia a la flexión del material} \frac{kg}{cm^2}$$

$$s = \text{Espesor}$$

$$FS = \text{Factor de seguridad segun el tipo de aplicación}$$

La resistencia a la flexión del material se determina a partir de la resistencia a la tracción del acero comercial A36 de acuerdo a la siguiente fórmula:

Para calcular  $\sigma_{fmat}$  se utiliza la siguiente ecuación:

$$\sigma_{fmat} = 0.5 * S_y$$

Donde:

$$S_y = \text{Limite a la fluencia dl material } 250MPa$$

Por lo tanto, la resistencia a la flexión es:

$$\sigma_{fmat} = 0.5 * 250MPa = 125 MPa$$

$$\sigma_{permisible} = \frac{\sigma_{fmat}}{FS}$$

$$\sigma_{permisible} = \frac{125MPa}{4} = 31.25 MPa = 3100N/cm^2$$

Reemplazando los valores en la ecuación:

$$s = \sqrt{6 * \frac{9.45 \text{ N} * \text{cm}}{3100 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}}} = 0.13 \text{ cm} = 1.3 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm}$$

Como resultado se obtiene que el espesor de la tolva será de 2 mm.

#### 6.21.4 Carga total que soporta la tolva para la arcilla

En función de la densidad y el volumen, se calcula la masa máxima de arcilla que se puede introducir en la tolva:

$$m = \rho_{\text{arcilla}} * V_t$$

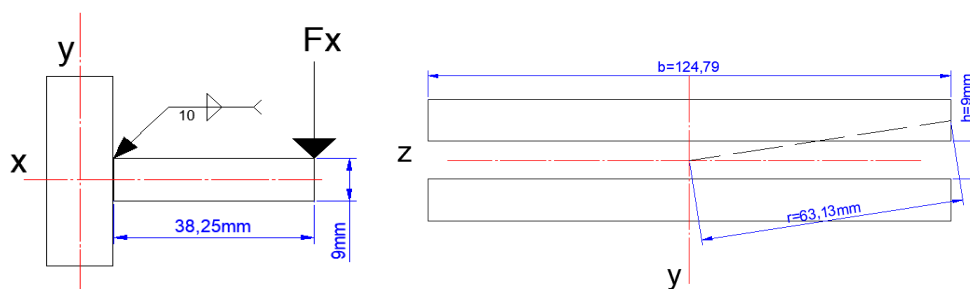
Reemplazando:

$$m = 1738 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.0144511 \text{ m}^3 = 25.11 \text{ kg}$$

#### 6.22 Cálculo de las principales uniones soldadas

Las juntas soldadas más críticas en la máquina extrusora son aquellas que se encuentran entre el eje motriz y las hélices helicoidales. Estas juntas soportan la máxima carga durante el proceso de extrusión, y se analizará específicamente la hélice donde la presión es máxima, es decir, la última hélice doble. Según el tipo de material, acero al carbono AISI 1018, este puede ser soldado satisfactoriamente por soldadura de arco con el uso de electrodos de bajo hidrógeno.

Para el cálculo de la resistencia de la soldadura, se considera al álabe como una viga en voladizo con soldadura de filete en ambos extremos. De esta manera, estarán presentes una fuerza cortante y un momento flector en el extremo soldado.



**Figura 97.** Voladizo de sección transversal rectangular soldado a un soporte en los bordes superior e inferior.

**Fuente:** Autor

La fuerza cortante produce un esfuerzo cortante primario vertical en las soldaduras, el cual viene dado por:

$$\tau' = \frac{F_x}{A_g}$$

Donde:

$F_x = \text{Fuerza cortante debido a la fuerza axial (N)}$

$A_g = \text{Área de la garganta}(m^2)$

El área total de la garganta se la calcula con la siguiente ecuación:

$$A_g = 1.414 * h_s * b$$

Donde:

$h_s = \text{Altura de la garganta del cordón de soldadura (m)}$

$b = \text{Longitud del cordón de soldadura}(m)$

Donde se consideró para la garganta del cordón de soldadura un valor de  $h = 0.01m$  y con la ayuda del programa Solidworks se calculó la longitud del cordón de la soldadura de la hélice la cual es  $b = 0.125m * 2 = 0.25m$

Reemplazando los valores conocidos se tiene un esfuerzo cortante primario vertical es:

$$\tau' = \frac{29009.074N}{1.414 * 0.01m * 0.25m} = 8220033.13 \frac{N}{m^2} = 8.22MPa.$$

Ahora se determina que el esfuerzo cortante horizontal nominal en la garganta mediante la siguiente ecuación:

$$\tau'' = \frac{M * c}{I}$$

Donde:

$M = \text{Momento flector (N * m)}$

$c = \text{Distancia desde el centro de masa al punto de soldadura (m)}$

$I = \text{Momento de inercia}(m^4)$

Para lo cual se determina el momento flector que produce la fuerza la es:

$$M = F_x * d_{hélice} = 29009N * 0.03828m = 1110.46Nm$$

El momento de inercia viene dado por la siguiente ecuación:

$$I = 0.707 * h_s * I_u$$

Donde el segundo momento unitario del área viene dado de acuerdo a la Tabla 81 ubicada en el Anexo 39, es cual es:

$$I_u = \frac{bd^2}{2} = \frac{0.25m * 0.009m^2}{2} = 1.0107 * 10^{-5}m^3$$

Teniendo estos valores se encuentra el esfuerzo horizontal:

$$\tau'' = \frac{1110.46Nm * \frac{0.009m}{2}}{0.707 * (0.01m) * (1.0107 * 10^{-5}m^3)} = 69925081.87Pa = 69.92MPa$$

A continuación se combinan vectorialmente la fuerza cortante vertical ( $\tau'$ ) y la fuerza cortante horizontal ( $\tau''$ ), para dar como resultado:

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = \sqrt{(8.22MPa)^2 + (69.92MPa)^2} = 70.40MPa$$

El esfuerzo cortante por torsión viene expresado por la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{T * r}{J}$$

Donde:

$T =$  Par torsor (Nm)

$r =$  Distancia desde el centroide del grupo de soldaduras hasta el punto en la soldadura de interés(m)

$J =$  Momento polar de inercia de la soldadura ( $m^4$ )

Donde:

$$T = 693.35Nm$$

$$r = 63.13mm = 0.063m \text{ (Ver Figura 97)}$$

Para calcular el momento de inercia se calcula con la siguiente ecuación:

$$J = 0.707 * h_s * J_u$$

Donde:

$h_s =$  Altura de la garganta (m)

$J_u =$  Momento polar unitario

De acuerdo a la geometría a soldar se busca la fórmula del momento polar de inercia en la Tabla 81 ubicada en el Anexo 39, en el caso de estudio se tiene que el momento polar unitario es:

$$J_u = \frac{b(3 * d^2 + b^2)}{6}$$

Reemplazando todos estos valores en la ecuación de esfuerzo cortante por torsión se tiene:

$$\sigma = \frac{693.35Nm * 0.063m}{0.707 * 0.01m * \frac{0.25m(3 * (0.009m)^2 + (0.25m)^2)}{6}}$$

$$\sigma = 2367683.95 \frac{N}{m^2} = 2.36 MPa$$

Teniendo en cuenta que el cordón de la soldadura está sometido a esfuerzos combinados, se utiliza la ecuación de Von Mises.

$$\sigma' = \sqrt{(\tau)^2 + 3(\sigma)^2}$$

Reemplazando se tiene:



$$\sigma' = \sqrt{(70.40MPa)^2 + 3(2.36MPa)^2} = 70.52 MPa$$

En este caso, para el proceso de unión de los materiales se ha determinado que el método de unión será mediante arco eléctrico con el electrodo E6011 de 1/8 pulgadas, el cual tiene una resistencia a la tensión de 427 MPa y un esfuerzo de fluencia de 345 MPa.(Ver Anexo 40)

Al tener el valor del esfuerzo resultante, este tiene que ser comparado con el valor de la resistencia al cortante del material con el que se va a soldar.

De acuerdo al código AISC (American Institute of Steel Construction), el esfuerzo cortante permisible para el metal de aporte sometido a cortante es:

$$\tau_{permisible} = 0.3 * S_{ut}$$

Donde

$$\tau_{permisible} = 0.3 * 427MPa = 128.1 MPa$$

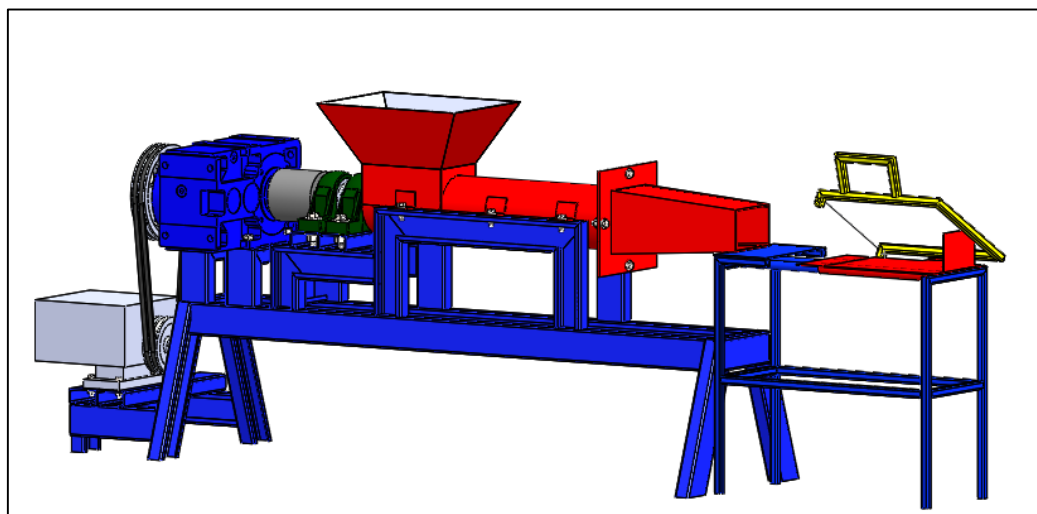
Al realizar la comparación del esfuerzo cortante nominal aplicado a la soldadura, con el esfuerzo permisible por la AISC, se obtiene el factor de seguridad para la soldadura.

$$F_s = \frac{128.1MPa}{70.52MPa} = 1.81$$

Se puede apreciar que la soldadura no va a fallar, por cuanto queda definido el material de aporte.

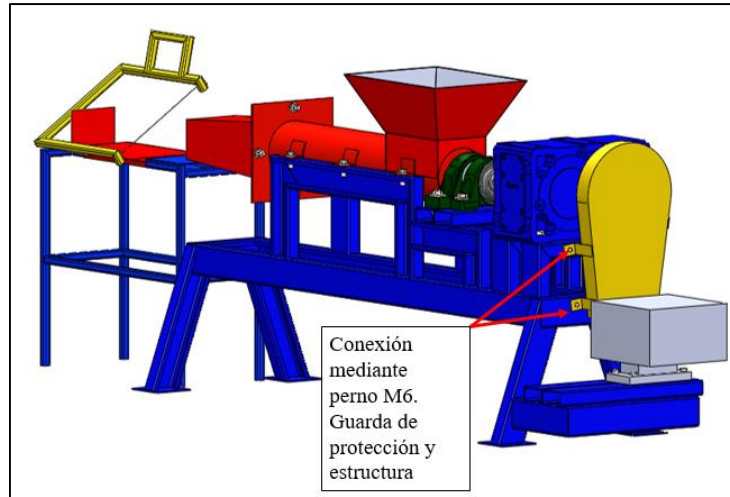
### 6.23 Representación de la máquina propuesta

Una vez que se han calculado todos los componentes mecánicos de la extrusora, se procede a diseñar el ensamblaje final de toda la máquina utilizando el software Solidworks.(Ver Figura 98)



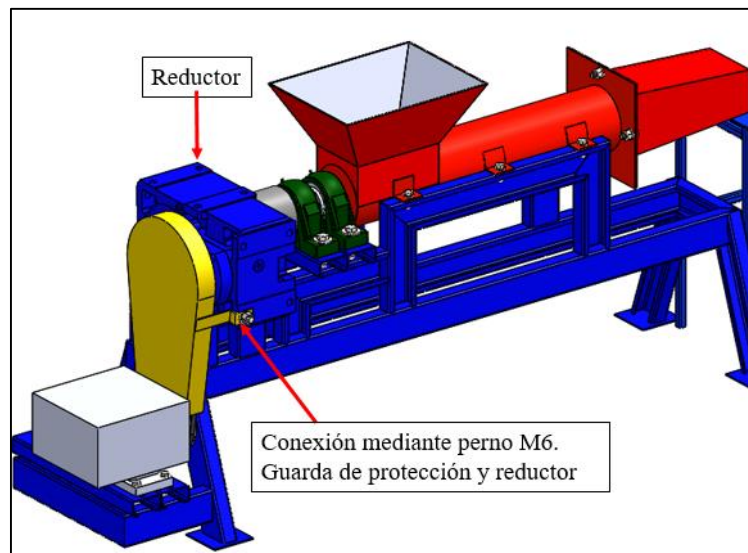
**Figura 98.** Vista isométrica de la extrusora

Fuente: Autor.



**Figura 99.** *Extrusora con guarda de protección (ubicación).*

**Fuente:** *Autor*



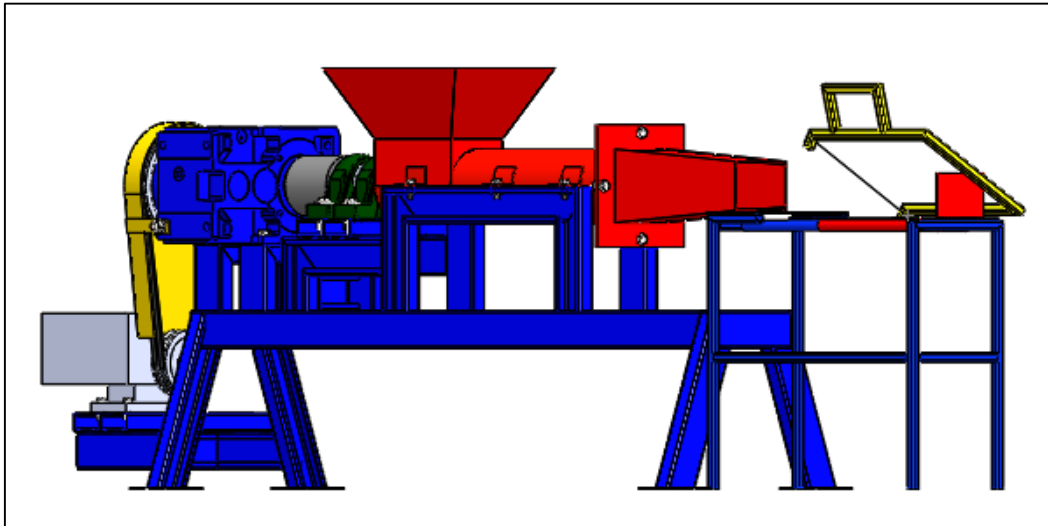
**Figura 100.** *Ubicación de la guarda de protección.*

**Fuente:** *Autor*

Como se observa en la Figura 99, se ha considerado que la guarda de protección en el diseño sea de fácil instalación de tal manera que está fijada mediante tres pernos, donde dos de los pernos M6 x 1.0 mm con una longitud de 25 mm, permitirán un ajuste de la guarda de protección a la estructura y un perno M16 x 2.0 mm, (Ver Figura 100) con una longitud de 50 mm, unirá el otro lado de la guarda con el reductor de velocidad con el fin de que la guarda de protección quede bien ensamblada. Para mayor información de la ubicación ver Anexo 45.

## 6.24 Validación mediante simulación estática

Para corroborar los resultados analíticos se utiliza el software Solidworks en su versión académica, la cual posee las funcionalidades para el propósito del presente trabajo. Para el proceso de simulación se empieza con el dibujo en el programa Solidworks, para verificar que las medidas de los componentes encajen entre ellos, como se puede apreciar en la Figura 101.



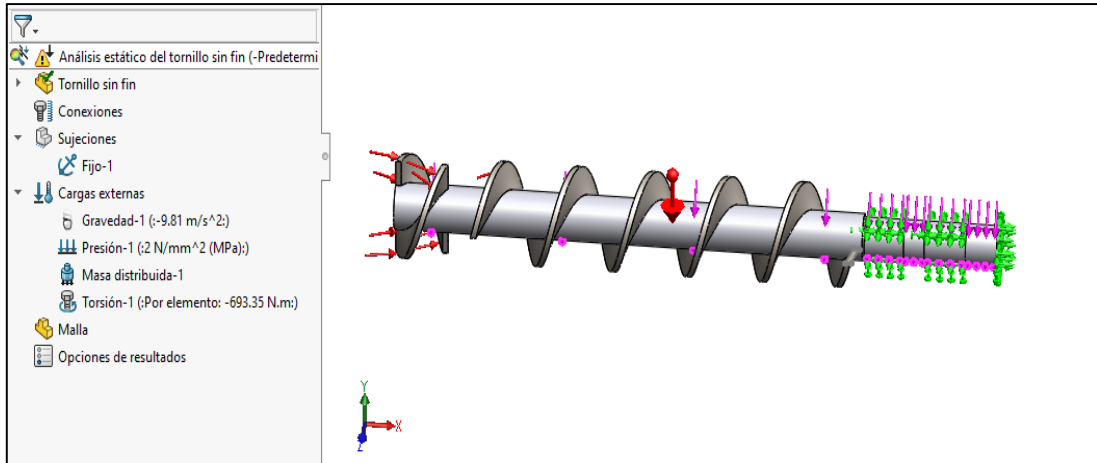
**Figura 101.** *Ensamble de la extrusora de arcilla.*

**Fuente:** *Autor*

### 6.24.1 Simulación del eje

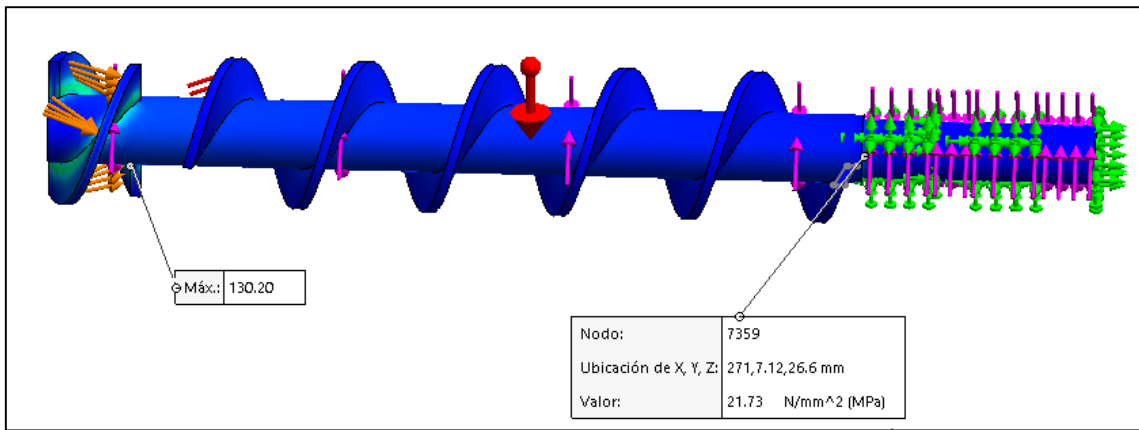
Del dibujo se extrae el tornillo de extrusión para realizar la simulación del mismo. Para el análisis del eje se utilizaron las mismas cargas utilizadas en los cálculos anteriores y se fijó las dos áreas de los ejes donde están los cojines. La carga distribuida se ve afectada por el peso del material y el peso propio del eje y sus hélices a lo largo de toda la longitud del eje. Además, para la simulación se debe utilizar acero inoxidable AISI 1018 con un diámetro de 2 ½ pulgadas.

La carga por presión axial se aplicó en un extremo del eje, al igual el torque a lo largo del eje. Como resultados se obtuvo los esfuerzos de Von Mises, la deformación total del eje, el factor de seguridad en carga estática.



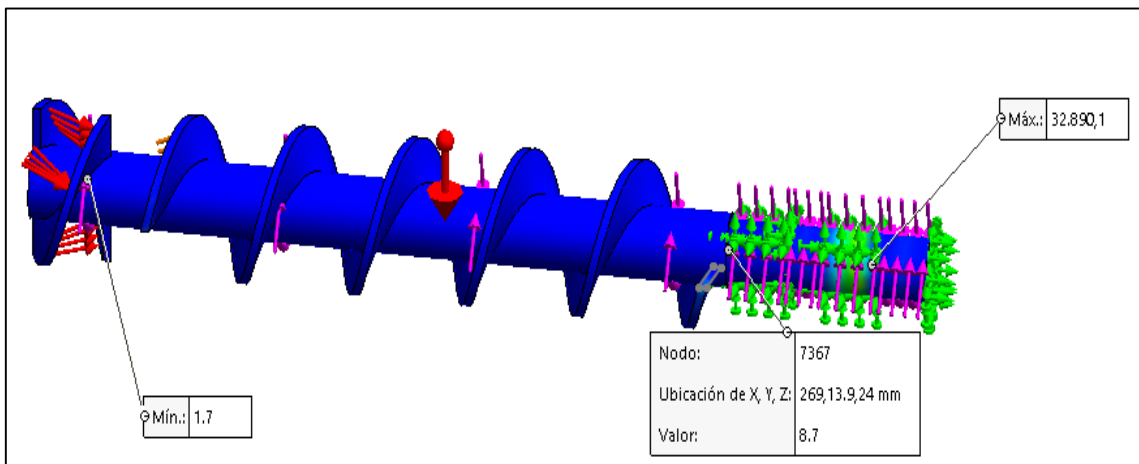
**Figura 102.** Cargas aplicadas al tornillo extrusor

Fuente: Autor



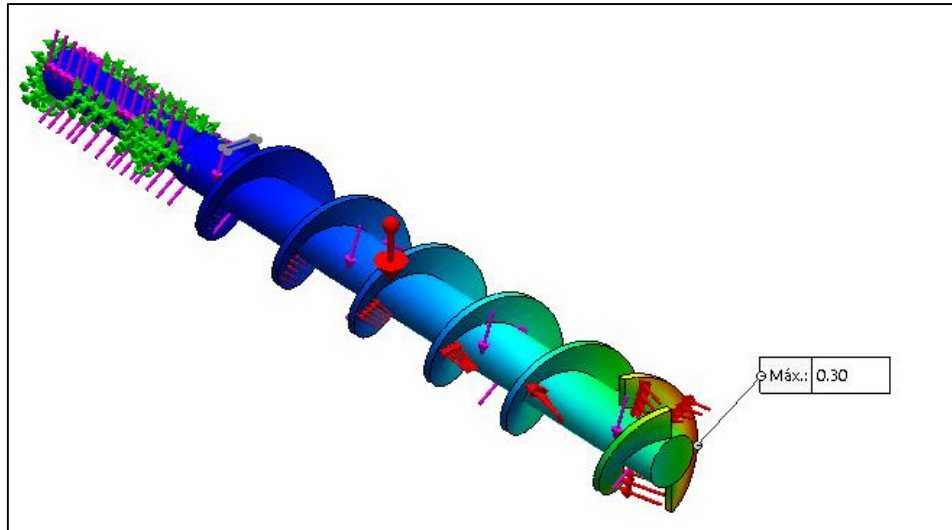
**Figura 103.** Esfuerzos de Von Mises

Fuente: Autor



**Figura 104.** Factor de seguridad en el eje

Fuente: Autor



**Figura 105.** *Deformaciones en el eje*

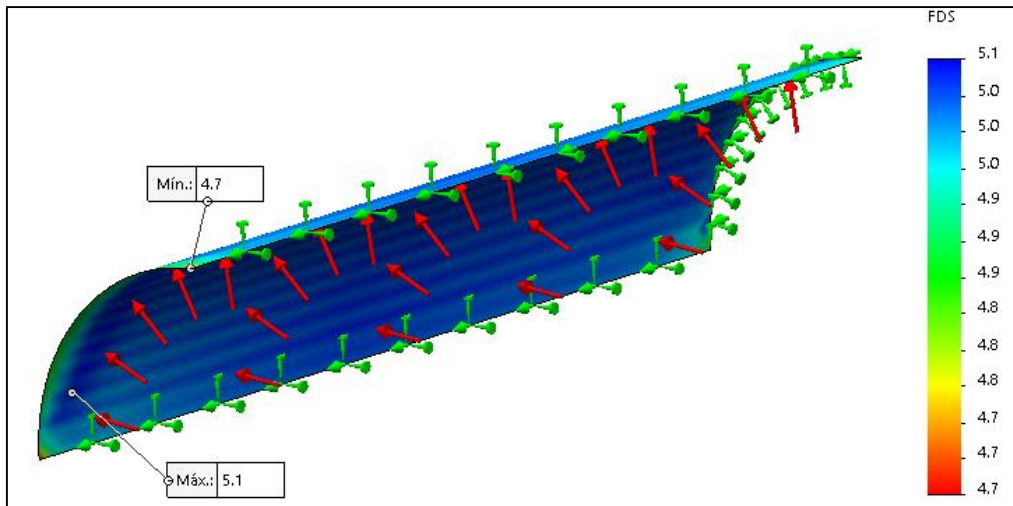
**Fuente:** *Autor*

En la Figura 105, se observa que la mayor deformación se presenta en un extremo de la hélice, alcanzando un valor de 0.30 mm. El punto de interés para el análisis es donde se encuentra el rodamiento, como se puede ver en la Figura 103, el esfuerzo de Von Mises es de 21.73 MPa, mientras que el factor de seguridad en carga estática alcanza un de 8.7 como se refleja en la Figura 104. Se ha determinado que el error entre los valores de la simulación y el cálculo analítico para el factor de seguridad en carga estática es de 5.43 %.

#### **6.24.2 Simulación del cilindro**

Para determinar los esfuerzos, la deformación y el factor de seguridad, se realizó un análisis mediante el software de ingeniería Solidworks. El cilindro de extrusión está fabricado por un material de acero A36 con espesor de 3 mm. La presión dentro del cuerpo cilíndrico aumenta de manera lineal desde 0 MPa hasta 2 MPa, que es la presión de extrusión. Para efectos de cálculo, se aplicó a las caras internas del cilindro una presión constante de 2 MPa (ver Figura 106).

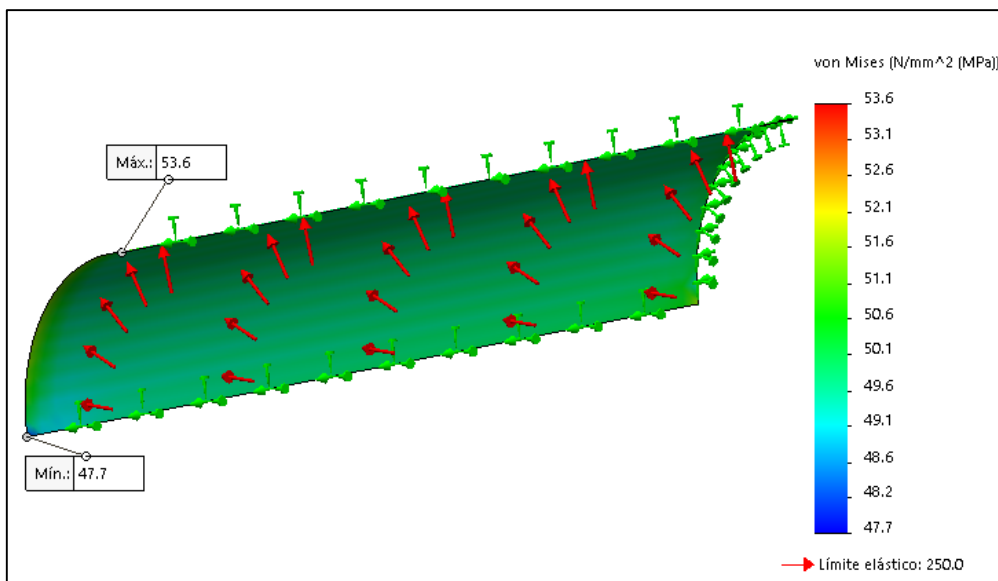
En la Figura 106 se presentan los resultados de la simulación, donde se aprecia que el menor valor para el factor de seguridad es 4.6.



**Figura 106.** Factor de seguridad en el cilindro

**Fuente:** Autor

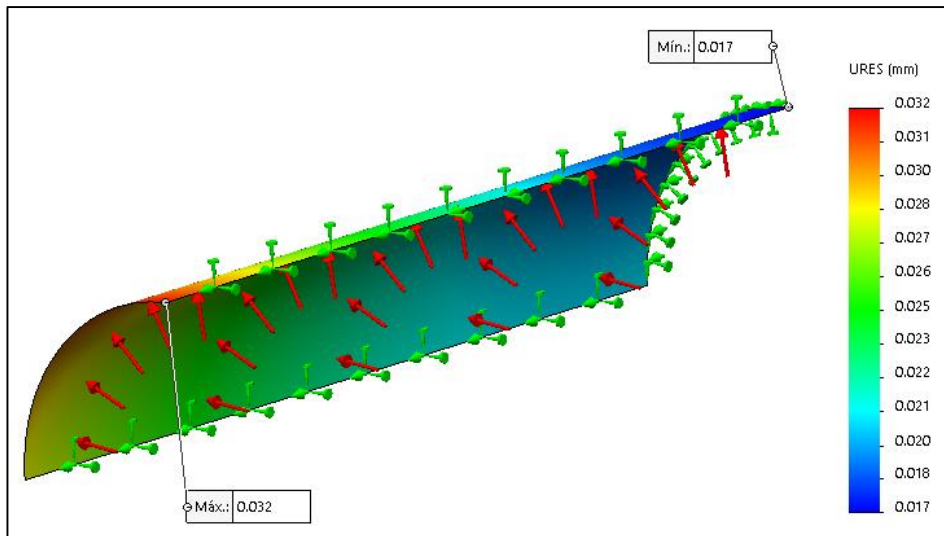
En la Figura 107, se aprecia los esfuerzos de Von Mises, a los que se somete la cámara de extrusión y boquilla obteniendo un valor mínimo de 47.7 MPa y un máximo de esfuerzo de 53.6 MPa.



**Figura 107.** Esfuerzo de Von Mises en el cilindro.

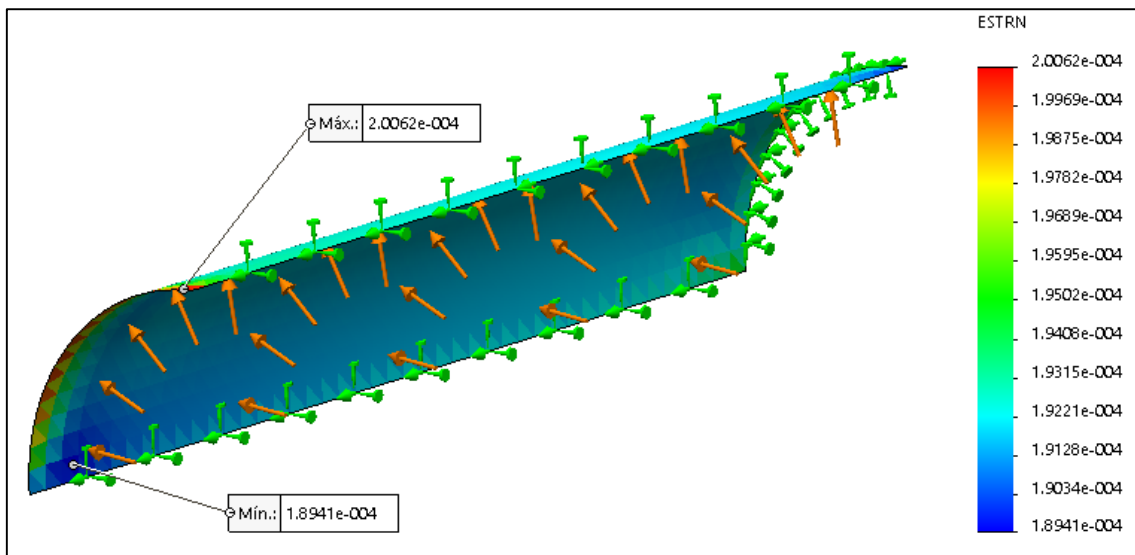
**Fuente:** Autor

Como se aprecia en la Figura 108, el desplazamiento estático presenta un valor mínimo de 0.017 mm y máximo de 0.032 mm. En cuanto a la deformación unitaria (ver Figura 109), el valor mínimo es de  $1.89 \times 10^{-4}$  mm/mm y valor máximo  $2.0 \times 10^{-4}$  mm/mm.



**Figura 108.** *Desplazamiento estático del cilindro.*

**Fuente:** Autor



**Figura 109.** *Deformación estática unitaria del cilindro.*

**Fuente:** Autor

### 6.2.4.3 Cálculo de la estructura de soporté y simulación de esfuerzos.

En la Figura 110 se presenta un diseño preliminar de la estructura que soportara todo el peso de la máquina y que para su correcto análisis, haciendo la salvedad de que es un elemento tipo marco, es necesario realizar su análisis con el programa Solidworks con el fin de garantizar la rigidez y estabilidad dado por las relaciones geométricas usadas; la estructura preliminar está diseñada principal con el perfil estructural "G"(80x40x15x3)mm para estructuras metálicas livianas (ASTM A36) por su facilidad de obtención en el mercado y por su gran soporté de fuerza. Recordemos que el acero

A36 su límite de fluencia es de 250 MPa y el límite de ruptura es de 410 MPa, convirtiéndolo a este perfil en un material idóneo para la estructura de la extrusora por sus propiedades mecánicas y su soldabilidad. Para más información sobre las características del material, ver Anexo 32.

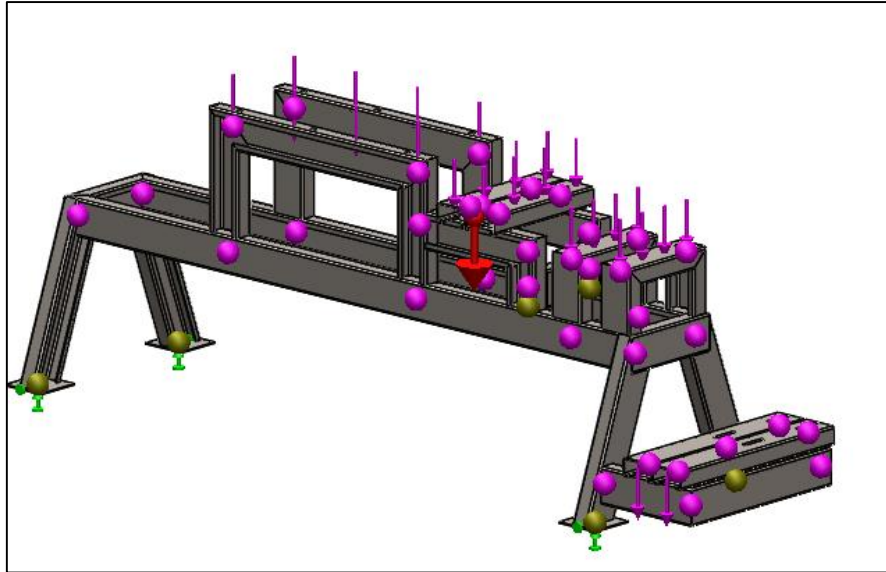
Una vez seleccionados el perfil y los materiales se procedió a ingresar las diferentes cargas aplicadas a la estructura soporté, (ver Tabla 53), las mismas que están representadas con flechas color morado y que representan a su vez al peso del cilindro y arcilla, el peso de la tolva y boquilla, el peso y reacciones de las chumaceras, el peso del reductor de velocidad, peso del motor el peso de la misma estructura. Las flechas de color verde representan las restricciones o apoyos de la estructura soporté, y la flecha de color rojo es el peso de la misma.

**Tabla 53.** Pesos en la estructura

<b>Componente</b>	<b>Masa (kg)</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Fuerza (N)</b>
<b>Motor</b>	15.2	1	148.96
<b>Reductor de velocidad</b>	54.04	1	529.59
<b>Chumacera B</b>	6	1	58.8
<b>Reacción de la chumacera B</b>		1	1660.6
<b>Chumacera C</b>	6	1	61
<b>Reacción de la chumacera C</b>		1	2885.71
<b>Boquilla</b>	5.84	1	57.29
<b>Cilindro</b>	9.05	1	88.64
<b>Mezcla de arcilla del cilindro + mezcla de la boquilla</b>	11.51+10.13	1	212.07
<b>Acople</b>	6.5	1	63.7

**Fuente:** Autor

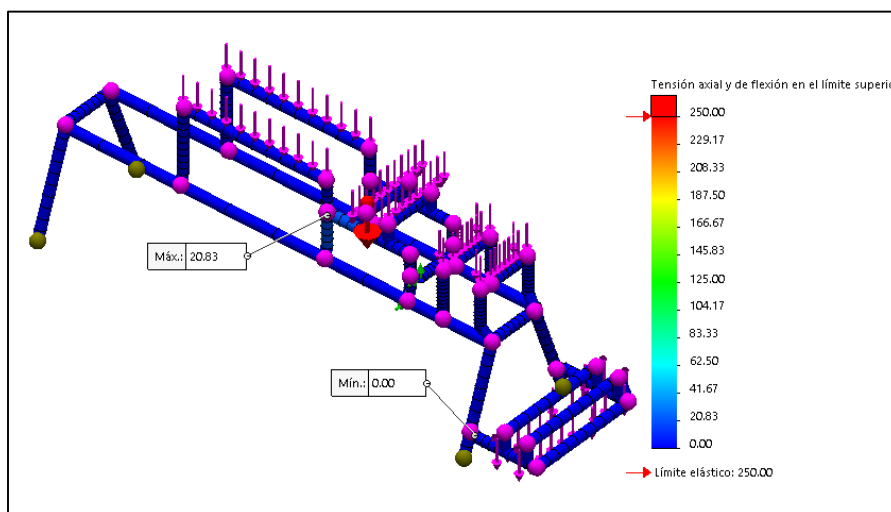




**Figura 110.** Fuerzas en la estructura.

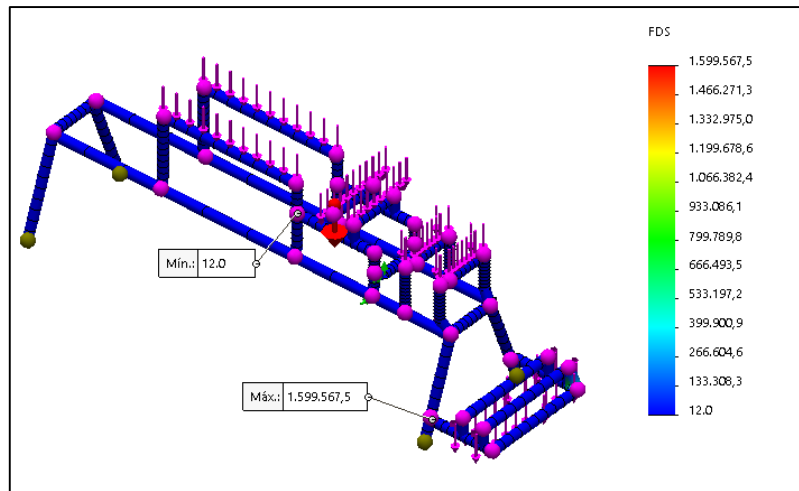
**Fuente:** Autor

Una vez distribuidas las diferentes fuerzas en la Figura 111, se muestra la simulación de tensiones en la estructura soporté. El valor máximo de tensión aplicada al conjunto es de 20.83 MPa aproximadamente y está localizado en uno de los elementos donde asienta la chumacera. El resto de la estructura soporta tensiones menores como se aprecia en la figura mediante la escala de colores. En la Figura 113, muestra la forma deformada del modelo con escala de deformación de 1, se obtiene que existe un desplazamiento máximo de 0.5 mm. Y en la Figura 112 se aprecia que el factor de seguridad mínimo es de 12.



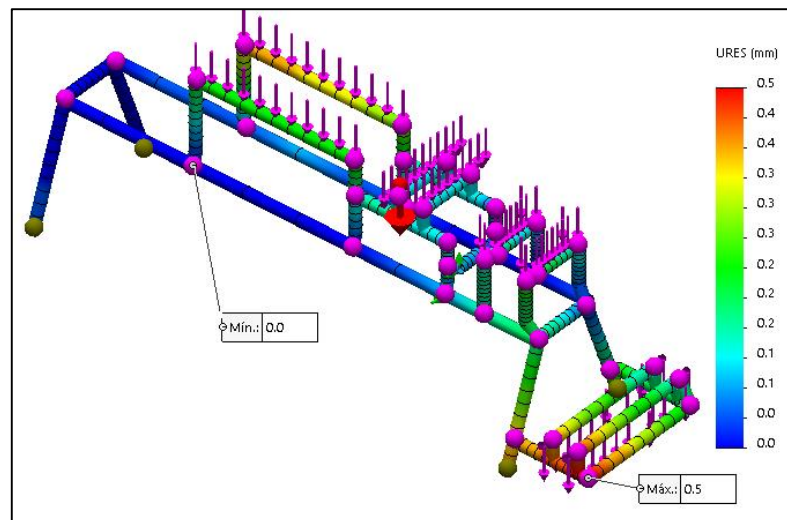
**Figura 111.** Tensiones en la estructura

**Fuente:** Autor



**Figura 112.** Factor de seguridad de la estructura

**Fuente:** Autor



**Figura 113.** Gráfica de desplazamientos

**Fuente:** Autor

La simulación muestra que los esfuerzos a los que está expuesta la estructura son pequeños a comparación de los admisibles por el material, comprobando que el perfil utilizado es el adecuado y que las cargas se distribuyen ópticamente por cada elemento de la estructura.

#### ❖ Selección de la soldadura de la estructura

Para la construcción de la estructura se utilizará la soldadura E6018, la cual se caracterizará por ser utilizada en aplicaciones estructurales debido a que la soldadura 6018 el electrodo es de revestimiento básico de bajo hidrógeno con una resistencia de 60000 Psi que cumple los requisitos de clasificación E6018, de la norma AWS

garantizando una buena penetración, resistencia al agrietamiento y fusión del material que le brinda robustez a la estructura.(Disensa, 2023)

### 6.1 Análisis económico

En el presente capítulo se detallarán los costos del proyecto, para luego analizar la viabilidad y rentabilidad del mismo. Los costos están divididos en tres parámetros fundamentales, estos son:

- Costos directos.
- Costos indirectos.
- Costos ingenieriles.

**Costos Directos.** Los costos directos son todos los gastos que se requieren en cuanto a materiales para la construcción de la extrusora.

#### Costos de materiales para la construcción

**Tabla 54.** *Costos de materiales*

<b>Material de fabricación</b>	<b>Valor unitario (\$)</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Subtotal (\$)</b>
Husillo (eje $\Phi = 63.5\text{mm}$ , L=965mm, acero SAE 1018)	75	1	75
Plancha de acero ASTM A36-1/8 " x1200x2400mm	64.42	1	64,42
Plancha de acero ASTM A36-3/8" x1200x2400mm	211.38	1	211,38
Reductor de velocidad modelo G R 3I 100 UP2A - 39,1 B3, con relación de reducción de 39,1	2985	1	2985
Motor Honda estacionario GX160 de 5.5HP	275	1	275
Soporte + Rodamiento 33111A	27	1	27
Soporte + Rodamiento 6011	20	1	20
Acoplamiento de cadena A60-18	30	1	30
Polea de 2 canales de 140mm	23	1	23
Polea de 2 canales de 236mm	28.50	1	28,50
Correa B52 in	9	2	18
Tornillo M12x1.75mmx35mm + tuerca	0.75	10	7,50
Tornillo M6x1.75mmx25mm + tuerca	0.35	2	0,70
Arandela plana M6	0.15	1	0,15
Arandela plana M12	0.15	20	3
Arandela plana M16	0.20	9	1,80
Tornillo M16x1.75x40 + tuerca M16	0.80	5	4,00
Correa G 80x40x15x3 mm	22	3	66
Perfil de sección cuadrada de (20 x 20 x 2) mm	12	2	24

Tubos de 7/8 in x 1.5 mm de espesor	13	1	13
Tubos de 1 in x espesor de 1.5 mm	17.50	1	17,50
Bisagra desmontable ( Longitud=40mm)	3.17	2	6,34
Electrodos 6011	1.80	20 lb	36
Esmalte anticorrosivo rojo	4.50	0,946 L	4,50
Esmalte anticorrosivo azul	4.50	0,946 L	4,50
Esmalte anticorrosivo amarillo	1	1/8	1
Subtotal			\$ 3947

**Fuente:** Autor

### Costos indirectos

Los costos indirectos de fabricación son aquellos tipos de costos que no se pueden atribuir directamente dentro del proceso de fabricación, es decir, no podemos atribuir concretamente un precio único por producto fabricado, entre los cuales entrará los gastos generados en la movilización de las personas involucradas en el proyecto y del transporte de materiales, dado que se usará materiales existentes en la ciudad de Loja, pero se construirá y se ensamblará en la ciudad de Amaluza.

**Tabla 55.** Costos de contratación de servicios.

Material	Empresa	Cantidad	Valor total (\$)
Mecanizado del eje	Taller don Diego	1	30
Corte y soldado de las hélices en el eje	Taller don Pedro	1	200
Boquilla de extrusión	Taller don Pedro	1	45
Estructura	Taller don Pedro	1	75
Barril	Taller don Pedro	1	65
Tolva	Taller don Pedro	1	45
Guarda de protección	Taller don Pedro	1	35
Mesa de corte	Taller don Pedro	1	50
Pintado	Taller don Pedro	1	25
Instalación y armado de los componentes	El armado se lo realizará entre personas con un costo de 25 el día	2	50
Transporte			70
Subtotal			690

**Fuente:** Autor

### Costo de diseño

Este rubro considera el tiempo y esfuerzo dedicado para el diseño de la extrusora. Una vez en construcción se puede evaluar el costo del diseño, donde se asigna un valor porcentual, el cual viene dado por el grado de dificultad tanto del diseño, como de la construcción de la máquina. Para este diseño el porcentaje será del 20% del costo de la construcción, es decir, si se suma los costos directos e indirectos se tendría la suma de 4637 \$ por lo cual el costo de diseño será de 927.40 \$.

### Costo total

**Tabla 56.** Costo total de los valores indirectos de producción.

Descripción	Costo \$
Costos directos	3947
Costo indirecto	690
Costos de diseño	927.40
Subtotal	5564.40
Imprevistos (5%)	278.22
Total	5842.62

**Fuente:** Autor

### Valoración económica

El siguiente análisis se realizó con el dueño de la ladrillera para conocer el costo de producción y su utilidad; de la misma manera conocer el periodo de retorno de la inversión, para lo cual se evaluará la utilidad esperada implementando la extrusora, por consiguiente, el Sr. Vargas brindó la siguiente información:

### Costo de traslado de las arcillas.

**Tabla 57.** Costo de traslado de arcillas para 1000 ladrillos.

Tierras	Cantidad	Traslado(\$)	Cernir y cargar	Total (\$)
Arcilla arenosa	1	4		4
Arcillas tipo 1	2	4	30	8
Arcillas tipo 2	2	4		8
			TOTAL	50

**Fuente:** Autor

Como se aprecia en la Tabla 57, el traslado se lo realiza alquilando un vehículo cuyo costo por metro cúbico de arcilla es de 4 dólares al igual se requiere de dos personas para cernir y cargar la materia prima cuyo costo por jornada de trabajo es de 15 dólares, obteniendo un valor de 50 dólares en traslado y cernido de la materia prima.

**Tabla 58.** *Costo de fabricación -1000 ladrillos.*

<b>Operación</b>	<b>Cantidad-pers</b>	<b>Precio(\$)</b>	<b>Total(\$)</b>
Batir-Moldeo	3	15	45
Gasolina	2	3.25	6.5
Desfilado	1	15	15
Parbado secado	1	15	15
		Total	81.5

**Fuente:** *Autor*

Como se puede observar en la Tabla 58, para el moldeo del ladrillo se requiere de 3 personas que ganan un sueldo por día de 15 dólares, al igual se requiere de 2 galones de gasolina para el batido de la arcilla y de dos personas para el desfilado y parbado de ladrillo.

**Tabla 59.** *Costos fijos de producción*

<b>Operación</b>	<b>Cantidad-pers</b>	<b>Precio(\$)</b>	<b>Total(\$)</b>
Llenado	5	15	75
Leña	5	25	155
Quemar(24 horas)	1	30	30
Venta	2	15	30
		Total	290

**Fuente:** *Autor*

Como se aprecia en la Tabla 59, el costo por la leña, llenado, quemado y venta después de quemado es de 290 dólares.

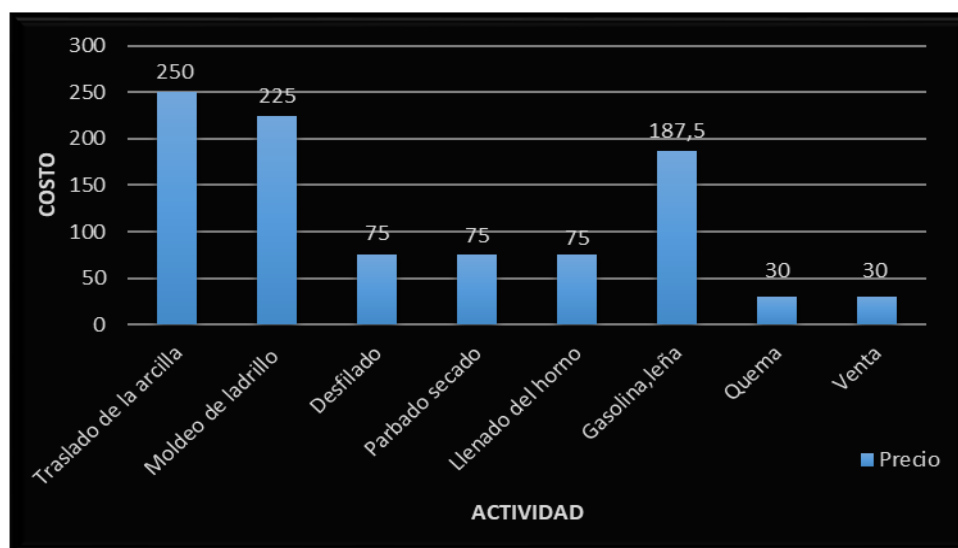
Teniendo en cuenta que la Tabla 57 y Tabla 58 indican el costo de producción de 1000 ladrillos, y que la Tabla 59, indica el costo por quema de 5000 ladrillos que es la capacidad del horno, y considerando el precio de comercialización de 200 dólares el 1000 de ladrillos se realiza los cálculos correspondientes:

**Tabla 60.** *Costo de producción de 5000 ladrillos.*

	<b>Precio(\$)</b>	<b>Actividad</b>
Precio a pagar a trabajadores	250	Traslado de la arcilla - 5000 ladrillos
Precio a pagar a trabajadores	225	Moldeo de ladrillo - 5000 ladrillos
Precio a pagar a trabajadores	75	Desfilado - 5000 ladrillos
Precio a pagar a trabajadores	75	Parbado secado - 5000 ladrillos
Precio a pagar a trabajadores	75	Llenado - 5000 ladrillos
Precio por material	187.5	Gasolina, leña - 5000 ladrillos
Precio a pagar a trabajadores	30	Quema - 5000 ladrillos
Precio a pagar a trabajadores	30	Venta
Total	947.5	

**Fuente:** *Autor*

Como se aprecia en la Tabla 60, el costo de producción de 5000 ladrillos es 947.5 dólares y el ingreso por la venta de las 5000 unidades es de 1000 dólares obteniendo una utilidad de 52.50 dólares a las 6 semanas, es decir al mes y medio.



**Figura 114. Costos de producción**

**Fuente:** Autor

Analizando estos valores de producción se puede apreciar en la Figura 114, que la actividad que más genera costo es la de traslado y moldeo, por lo que se propone al Sr. Vargas los siguientes cambios con el fin de que tenga mayor utilidad aparte de la utilidad que tendrá cuando se decida adquirir la máquina.

La propuesta fue que utilice maquinaria para la extracción de la arcilla del sitio es decir una retroexcavadora la cual cobra 25 dólares la hora y con la cual podrá extraer cerca de unos 30 cúbicos la hora y para el traslado que utilice una volqueta la cual consultando cobra 10 dólares el viaje de 6 cúbicos por lo que si se toma esta propuesta el costo por transporte de material será de 50 de la volqueta y 25 de la hora de la retroexcavadora que da un total de 75 dólares para trasladar arcilla para 5000 ladrillos en un solo día, al igual el tiempo para cernir se reducirá a 2 días es decir se pagará a dos trabajadores para que hagan este trabajo llegando a gastar 105 dólares que al comparar con la otra forma de trabajo esta ahorra 145 dólares que se agregarán a las utilidades, al dar a conocer esta propuesta el Sr. Vargas dio un visto bueno para aplicar, continuando se realizó un análisis al momento de que el productor se decida en comprar la máquina por lo que se concluyó que antes se realizaba 5000 ladrillos en 3 semanas ahora obtendrá esa producción en 3 días a la semana, por lo que podrá realizar una quema semanal generando mayor utilidad, por lo que tendrá los siguientes datos de aplicar las propuestas como la adquisición de la máquina.

**Tabla 61. Precio del transporte de arcilla**

Arcillas	Cantidad cúbicos	Costo maquinaria (\$)	Cernir	Total (\$)
Arenosa	5	75	30	105
Arcilla amarilla	25			

Fuente: Autor

Como se aprecia en la Tabla 61, el costo del transporte de la materia prima y el posterior cernido será de 105 dólares.

**Tabla 62. Precio de moldeo y parbado.**

Operación	Cantidad-pers	Precio(\$)	Total(\$)
Batir-extrusión	2	15	30
Gasolina	4	3.25	13
Parbado secado	1	15	15
		Total	58

Fuente: Autor

Como se aprecia, se requiere dos personas para realizar el moldeo por extrusión y una para el parbado de 16670 piezas de ladrillo, así como 4 galones de gasolina para su funcionamiento, con un costo de 58 dólares. Los otros costos fijos, que ascienden 290 dólares se mantienen constantes, teniendo en cuenta estos resultados, se calcula de producción de 5000 piezas de ladrillos, es decir, se multiplica el costo que se presenta en la Tabla 62, por tres. Al realizar esto y sumar los valores, se obtiene un costo de producción 569 dólares, si venden a 200 dólares el mil de ladrillos, se genera una ganancia de 431 dólares por 5000 ladrillos a la semana, lo que representa un valor significativo en comparación con lo que se ganaría en 6 semanas.

En este análisis económico, se utiliza el método del periodo de retorno de la inversión, es importante tener en cuenta que este cálculo no considera el valor del dinero en el tiempo, con esto en mente, se establecen los flujos de dinero que se esperados al adquirir la máquina.

**Tabla 63. Periodo de recuperación**

Mes	Flujo de caja	Acumulado
0	-5842.62	
1	1724	1724
2	1724	3448
3	1724	5172
4	1724	6896

Fuente: Autor

Para realizar esto, se utiliza la siguiente ecuación, la cual implica un proceso de interpolación:



$$y = y_1 + \frac{(y_2 - y_1)}{(x_2 - x_1)} * (x - x_1)$$

Reemplazando se tiene:

$$y = 3 + \frac{(4 - 3)}{(6896 - 5172)} * (5842.62 - 5172) = 3.38 \text{ meses}$$

Como se aprecia en la Tabla 63, la utilidad que se tiene a la semana será de \$ 431, al mes será de 1724 dólares, por lo cual en un tiempo de 3.38 meses el productor podrá recuperar lo invertido. Sin embargo, se debe considerar que la cantidad de clientes varía de un mes a otro, lo que dificulta el cálculo del periodo de retorno de la inversión, no obstante, se observa que la adquisición de la máquina, representa una inversión muy beneficiosa con un periodo de retorno menor a un año.

## 7 Discusión

Las necesidades de la microempresa del señor Vargas fueron evaluadas a través de una entrevista pertinente al tema en cuestión. A partir de la entrevista, se ha identificado que la capacidad requerida para la máquina será de 460 ladrillos por hora, tipo macizo (29cmx14cmx9cm) fabricados en arcilla con una densidad de 1737.82 kg/m<sup>3</sup>. La integración de los resultados de la entrevista, revisión de normativa y el juicio ingenieril, que forman parte de la metodología de diseño adoptada, permitieron una precisa definición de estas necesidades. Al valorar las alternativas de diseño, se consideraron los atributos ponderados de funcionalidad (24%), seguridad (19.5%), costo (15.1%), capacidad (10.7%), calidad (9.4%), nivel de complejidad (8.4%), fiabilidad (6.2%), simplicidad (4.0%), y apariencia (2.7%), y mediante el uso de las matrices de ponderación se optó por un diseño que incluye una extrusora con un sistema sin desaireación, un mecanismo de extrusión de un solo mono husillo (tornillo sin fin), un motor de combustión interna, un sistema de transmisión por poleas, un sistema de reductor comercial por engranajes, una tolva de receptora, una mesa lisa como sistema transportador, y una palanca de corte con hilos galvanizados para el corte de los ladrillos. Finalmente, siguiendo recomendaciones de diseño proporcionadas por diversos autores, se seleccionó acero ASTM-A36 para la estructura, el barril del extrusor, boquilla y acero AISI 1018 para el tornillo extrusor. El uso de matrices de ponderación facilitó un proceso de diseño ágil para lograr resultados y tomar decisiones

Utilizando la caja negra que se muestra en la Figura 53, donde la presión de extrusión se parametrizó entre 1.4 MPa y 2 MPa, el diámetro del eje ( $D_c$ ) entre 24 mm a 110mm, con el fin de establecer la relación entre el caudal másico ( $Q$ ) y el diámetro del eje ( $D_c$ ) adecuado para un flujo másico requerido de 2921 kg/h, caudal equivalente a 460 ladrillos macizos por hora. Basándose en este diseño paramétrico, se seleccionó un diámetro de eje,  $D_c = 63.5$  mm a una presión de 2MPa, obteniendo un caudal de 2958.32 kg/h. En consecuencia, se optó por utilizar un eje AISI 1018 de 2 ½ pulgadas.

Posteriormente, según la metodología planteada, la potencia del motor requería para el proceso de extrusión es de 3.047 HP, seleccionando un motor Honda estacionario GX160 de 5.5 HP, que proporciona el mayor torque a 2500 rpm según las gráficas de potencia versus velocidad del motor. A esta velocidad, el motor suministra aproximadamente 3.7 HP, satisfaciendo así los requisitos de potencia necesarios. Para la transmisión por correas, se redujo de 2500 rpm a 1500 rpm, y se determinó que se

necesitaría 3 correas tipo A42, según la metodología del catálogo DUNLOP. Sin embargo, posteriormente se ajustó el diseño para utilizar una correa B52 in, con una polea de 235 mm y otra de 140 mm de 2 canales, con el fin de reducir los gastos en mantenimiento y cambio al disminuir el número de canales en las poleas y correas.

Se procedió a seleccionar un reductor de velocidad tipo comercial que redujera las revoluciones de 1500 rpm a las revoluciones de la máquina (38 rpm), por lo que, siguiendo la metodología del fabricante de este tipo de reductores, se optó que el reductor adecuado para la extrusora es el modelo G R 3I 100 UP2A – 39.1 B3.

Además, se decidió utilizar un acoplamiento tipo cadena que cumpliera con los criterios de diseño, como el de soportar cierto grado de desalineación, permitir el acoplamiento de un eje de 55 mm. Siguiendo la metodología establecida en el catálogo Intermecc, se eligió un acoplamiento A60-18. La simulación numérica mediante el método de elementos finitos en el software Solidworks de la cámara de extrusión, la estructura base, el cilindro y eje del tornillo demostró que los elementos diseñados presentan un factor de seguridad mayor que 1, y deformaciones mínimas bajo las cargas generadas durante el proceso de extrusión.

Durante el desarrollo del diseño conceptual, materialización y diseño de detalle (planos), se desarrolló a cabo un análisis económico, que arrojó un presupuesto de \$5842.62 para materiales y fabricación. Así mismo, se realizó un análisis del periodo de retorno de inversión (PRI) para la extrusora, revelando un periodo de retorno de 3.38 meses, si fabricara ladrillo con la extrusora y se considerara el traslado del material con ayuda de una retroexcavadora y volqueta, dado que este es uno de los primeros parámetros para que no haya utilidades mayores para el productor. Además, se determinó que con la máquina podría mantener una producción continua, permitiendo realizar una quema por semana en lugar de 6 semanas requeridas anteriormente, lo que resultaría en una ganancia semanal de \$431 por la quema de 5000 ladrillos. Esta mejora se debe a la capacidad de la máquina para producir más de 460 ladrillos por hora con 3 operarios, en contraste con el trabajo manual que demanda más tiempo, esfuerzo y mano de obra.

Realizando una comparación entre estos resultados y los obtenidos por otros investigadores, podemos observar que el caso de:

Del autor Sánchez Cún, (2010) se propuso mejorar las propiedades físicas y mecánicas de los ladrillos artesanales mediante un nuevo proceso de moldeo utilizando una extrusora. Esta extrusora estaba diseñada para producir tres ladrillos en una sola carga, con un mecanismo de propulsión a pistón, un barril de geometría cuadrada y una

boquilla de sección rectangular para dar forma a los ladrillos. Sin embargo, el diseño inicial presentó problemas con el pistón, la boquilla de la extrusora y la mesa receptora de los ladrillos, lo que resultó en deformaciones en los ladrillos extruidos. En respuesta a estos problemas, para el presente diseño se implementaron mejoras utilizando matrices de ponderación para obtener un apropiado diseño y así evitar estos inconvenientes. Donde para el diseño de la extrusora se seleccionó un mecanismo de propulsión por hélice o tornillo sin fin el cual tiene muchas mejores ventajas que otros tipos de propulsión el cual se puede ver reflejado en las matrices ponderadas en el apartado diseño conceptual, al igual se realizó los cálculos de la longitud de la boquilla teniendo en cuenta el flujo de arcilla y presión que debía cumplir, al igual se seleccionó que la mesa que recibe los ladrillos extruidos se construirá con una plancha de acero con una superficie lisa para evitar posibles deformaciones. Al igual el diseño actual de la máquina de extrusión presenta ventajas significativas en comparación con otras máquinas diseñadas con el mismo propósito. Esta afirmación se sustenta en varios aspectos relevantes que demuestran la superioridad de la máquina de extrusión en términos de eficiencia, rentabilidad y productividad. Donde el diseño de la máquina de extrusión supera a la máquina de prensado modelo PH-4803, la cual tiene una producción diaria de 1000 ladrillos y opera mediante un proceso manual que resulta tedioso y consume mucho tiempo. En contraste, la máquina de extrusión ofrece una solución automatizada que garantiza una mayor eficiencia y productividad. Igualmente, en comparación con la máquina de prensado hidráulico modelo PH2-45, que tiene un costo de 4000 dólares y una producción de 1440 ladrillos en 8 horas, la máquina de extrusión demuestra ser una alternativa más rentable. Esto se debe a su capacidad para aumentar la producción diaria de ladrillos de manera significativa, lo que resulta en una relación costo-efectividad más favorable. Asimismo, la máquina de extrusión exhibe una mayor productividad en comparación con la máquina prensadora de ladrillos modelo LY4-10, la cual tiene un costo de 8300 dólares. Esta diferencia en productividad y costos posiciona al diseño de la extrusora como una opción más atractiva para aumentar la producción diaria de ladrillos y mejorar la calidad del producto final. En resumen, el diseño de la extrusora de ladrillos no solo aumenta la producción diaria de ladrillos, sino que también garantiza una compactación más uniforme, mejora la calidad del producto final y reduce el riesgo de accidentes asociados al proceso de producción manual. Estos aspectos representan un avance significativo en la operación de la ladrillera, ofreciendo beneficios tangibles para el productor y el proceso de fabricación en su conjunto.

## 8 Conclusiones

- ✓ De acuerdo con el primero objetivo planteado, se determinó el tipo de máquina extrusora y los parámetros de operación y diseño, mediante la utilización de una matriz de ponderación que consideró tanto los requisitos de cliente como las consideraciones del diseñador. Esto resultó en la definición de un tipo de extrusora de un solo husillo (sin fin sin) sin desaireación. Los parámetros de operación y diseño fueron concluidos mediante un análisis minucioso, con la determinación de un diámetro de tornillo de 150 mm, una presión máxima de extrusión de 2 MPa, una velocidad de 38 rpm, humedad de la mezcla de arcilla al 20%, capacidad de producción de 2921 kg/h (equivalente a 460 ladrillos macizos por hora), dimensiones del ladrillo de 29 x 14 x 9 cm, el uso de un motor de gasolina, así como la utilización de guardas de protección.
- ✓ Utilizando matrices de ponderación, se seleccionaron los componentes de los sistemas de la máquina. La cual estará equipada con un motor de combustión interna, un sistema de transmisión por poleas, un sistema reductor comercial por engranajes, una tolva tronco piramidal de recepción, una mesa con superficie lisa para el transporte del ladrillo post-extrusión, y una palanca de corte con hilo galvanizado para el corte de los ladrillos. Para un caudal de diseño de 2921 kg/h y un tornillo de extrusión de 150 mm de diámetro, se requiere un eje de 2 ½ pulgadas. Los cálculos indican la necesidad de un reductor de velocidad Rossi modelo GR 3I 100 UP2A -39.1. Se seleccionaron dos rodamientos en función de las cargas radiales y axiales: un rodamiento de rodillos cónicos 33111 SKF con su soporte de pies SYNT 55 FTS, y un rodamiento 6011 con un soporte de pie UCP-211/H. Además, se seleccionó un acople de cadena modelo A6018, una polea de 235 mm y 140 mm de 2 canales respectivamente, dos correas trapezoidales B de 52 pulgadas, y un motor Honda GX 160 de 5.5 HP. Para garantizar la durabilidad, resistencia y eficiencia de la máquina en cuanto a los materiales, se llegó a la conclusión de utilizar acero ASTM-A36 para la estructura, tolva, boquilla y para el barril del extrusor, y finalmente acero AISI-1018 para el tornillo extrusor. Esta conclusión se basa en la consideración de las propiedades de los materiales y su idoneidad para las funciones específicas dentro del contexto de la máquina extrusora.

- ✓ En relación al tercer objetivo que consiste en validar los componentes principales de la máquina mediante simulación estática, se han obtenido los siguientes resultados: A través de la simulación numérica utilizando el método de elementos finitos Solidworks, se ha validado el diseño del eje, obteniendo un factor de seguridad estático de 4.42. Así mismo, al evaluar los diseños de la cámara, el eje de extrusión, la estructura y la boquilla en Solidworks, se ha confirmado que los materiales seleccionados para fabricar sus componentes son los más adecuados para resistir las deformaciones y esfuerzos generados durante el proceso de extrusión en la máquina.

## 9 Recomendaciones

- La arcilla debe seleccionarse correctamente y con cuidado en las proporciones de las diferentes arcillas para obtener la mejor mezcla de masa posible para la extrusión.
- Se recomienda continuar con este tipo de proyectos destinados a mejorar la industria nacional, promover el empleo y mejorar la producción artesanal.
- La máquina y sus componentes deben recibir un mantenimiento adecuado para evitar el desgaste prematuro de estas piezas.
- Se recomienda para futuros diseños de este tipo de máquina extrusora, se realice el diseño del reductor de velocidad para evaluar precios de fabricación.
- Como recomendación de operación de la máquina, si esta se traba por alguna razón, se debe evitar intentar desatascarla sin haber apagado previamente el motor.

## 10 Bibliografía

- Acuña, G. H., & Salamanca, M. D. (2016). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA EXTRUSORA PARA LA FABRICACIÓN DE FILAMENTOS TERMOPLÁSTICOS PARA IMPRESORA 3D* [UNIVERSIDAD SANTO TOMAS TUNJA].  
<https://repository.usta.edu.co/bitstream/handle/11634/30834/2016geiberacuña.pdf?isAllowed=y&sequence=1>
- Acuña Peña, L. A. (2017). "Evaluación de mezclas de polietilenglicol, trietilcitrato e ibuprofeno y condiciones de proceso por extrusión doble husillo co-rotante para obtención de granulados". In *Journal of Chemical Information and Modeling* (Vol. 53, Issue 9). Universidad Autónoma del estado de México.
- Alejandro, J., & De, G. (2015). Análisis de estructura metálica de un silo metálico para cemento. *Memorias Del Xxi Congreso Internacional Anual De La Somim*.
- Alibaba. (2021). *Alibaba.com*. <https://spanish.alibaba.com/product-detail/d250-clay-brick-extruder-machine-best-price-fired-brick-production-line-for-sale-60810503034.html>
- Allert. (2015). *Cintas Transportadoras de placas articuladas*.
- Arcillas de Colombia. (2020). *Arcillas de Colombia*. Proceso Productivo. <https://arcillasdecolombia.com/nosotros/proceso-productivo/#1500063597522-0103821d-30c3>
- Balseca, H. (2013). *Estudio de un sistema semiautomático moldeador de ladrillos de arcilla para reducir el tiempo de elaboración en la ladrillera artesanal del cantón Chambo provincia de Chimborazo* [Universidad Técnica de Ambato]. <http://repo.uta.edu.ec/bitstream/handle/123456789/5301/Mg.DCEv.Ed.1859.pdf?sequence=3>
- Beer, F. P., & Johnston, R. (2020). Mecánica de materiales. In *Solid Mechanics and its Applications* (5ta ed., Vol. 238). [https://doi.org/10.1007/978-94-024-1771-5\\_7](https://doi.org/10.1007/978-94-024-1771-5_7)
- Benitez Hernández, L. E. (1991). Las especificaciones en el diseño. *Ingeniería e Investigación*, 25, 33–37. <https://doi.org/10.15446/ing.investig.n25.20721>
- Blanco Romero, E. (2018). *Metodología de diseño de máquinas apropiadas para contextos de comunidades en desarrollo*. 189.
- BOE. (2009). Instrucción de Acero Estructural. *Boletín Oficial Del Estado*, 61561–61567.



- Brick Industry Association. (2006). Technical notes on brick construction: Manufacturing of Brick. *Brick Industry Association*, December, 1–7. [www.gobrick.com/docs/default-source/read-research-documents/technicalnotes/9-manufacturing-of-brick.pdf?sfvrsn=0#:~:text=Essentially%2C brick are produced by,molding was performed by hand.com](https://www.gobrick.com/docs/default-source/read-research-documents/technicalnotes/9-manufacturing-of-brick.pdf?sfvrsn=0#:~:text=Essentially%2C%20brick%20are%20produced%20by%20molding%20was%20performed%20by%20hand.com)
- Campbell, G. A., & Spalding, M. A. (2013). Analyzing and Troubleshooting Single-Screw Extruders. In *Analyzing and Troubleshooting Single-Screw Extruders*. <https://doi.org/10.3139/9783446432666.fm>
- Campo refractarios. (2022). *Producción de ladrillos refractarios de alta calidad por extrusión*.
- Chapoñan, B., & Carlos, P. (2019). *Diseño de una máquina extrusora de ladrillos con una capacidad de 1000 unidades/hora para la fabrica ' ' Ladrillos Lark"-Lambayeque*. Señor de Sipan.
- Choque, J. (2016). *Optimización y control de calidad en la construcción de silo de almacenamiento para material puzolanico*. 99.
- Concepto Definición. (2021). *Concepto Definición*. <https://conceptodefinicion.de/extrusion>
- Dipac. (2022). *DIPAC*. Catalogo-Actualizado-JULIO 2022. <https://dipacmanta.com/wp-content/uploads/2022/07/Catalogo-actualizado-JULIO-2022.pdf-3.pdf>
- Disensa. (2023). *Disensa*. <https://disensa.com.ec/producto/soldadura-b-10-e-7018-1-8-aga/>
- DismetL. (2022). *DismetL*. <https://dismetl.ec/productos/planchas/laminadas-en-caliente/1220-x-2440>
- DUNLOP. (2024). *Correas de transmisión industrial*.
- eurotransis. (2021). *¿Qué es una cinta transportadora? Principios de funcionamiento*. <https://eurotransis.com/que-es-una-cinta-transportadora-principios-de-funcionamiento/>
- FAG. (2022). *Rodamientos FAG*. 382. [www.fag.com](http://www.fag.com)
- Flores García, J. C. (2010). *Sistemas de transmisión*. 22. [https://repositorio.umsa.bo/xmlui/bitstream/handle/123456789/15454/EG-1080-Flores García%2C Juan Carlos.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://repositorio.umsa.bo/xmlui/bitstream/handle/123456789/15454/EG-1080-Flores%20García%20Juan%20Carlos.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- González Sandoval, S. D. (2015). *Diseño de Mecanismo de Tornillo Sin Fin Para Máquina Llenadora de Bolsas de Lavatrastes en Polvo*. 96.

- <http://tesis.ipn.mx/jspui/bitstream/123456789/19809/1/DISEÑO> DE MECANISMO DE TORNILLO SIN FIN. SERGIO GONZÁLEZ.pdf
- Guangzhou POTOP Co., L. (2021). *Problemas comunes de la extrusora*. 13 de Abril Del 2021. <https://es.potop-polymer.com/news/common-problems-of-extruder-48604515.html>
- Hamrock, B. J., Jacobson, B. O., & Schmid, S. . (2000). *Hamrock-Bernard-J-Elementos-de-Maquinas.pdf* (p. 935).
- Handle, F. (2007). *Extrusion in Ceramics*. [https://briquet-brex.ru/userfiles/ufiles/extrusion\\_in\\_ceramics1.pdf](https://briquet-brex.ru/userfiles/ufiles/extrusion_in_ceramics1.pdf)
- Herrera, R. (2010). *Estudio de durabilidad de las piezas cerámicas fabricadas a partir del Carbonato de Calcio como aditivo fundente* [Universidad Central Marta Abreu de las Villas]. <https://docplayer.es/218992148-Facultad-de-construcciones-departamento-de-ingenieria-civil-trabajo-de-diploma.html>
- Hibbeller, R. C. (2011). Mecanica. In *Pearson Education*.
- INEC. (2020). *Instituto Nacional de Estadística y Censos*. <https://www.ecuadorencifras.gob.ec/>
- Ingemecánica. (2019). *Ingemecánica*. Ingemecanica
- Intermec. (2019). *Poleas en “v.”* [https://www.dropbox.com/s/ob4unryy0bkuucv/Catalogo\\_productos\\_Intermec1.pdf?dl=0](https://www.dropbox.com/s/ob4unryy0bkuucv/Catalogo_productos_Intermec1.pdf?dl=0)
- Intermec. (2024a). Acoples de Cadena. In *Intermec*. <https://www.intermec.com.co/productos5.php?referencia=A60-22>
- Intermec. (2024b). *Catálogo de productos Intermec*.
- LLONTO CALLE, Y. K., & LLAUCE SANTOS, E. (2019). *EVALUACIÓN DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN PARA DETERMINAR EL USO EFICIENTE DE SUS RECURSOS OPERATIVOS EN INKA FORTE S.A.C. 2018* [UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO]. [https://tesis.usat.edu.pe/bitstream/20.500.12423/2013/1/TL\\_LontoCalleYessica\\_LlauceSantosElvis.pdf](https://tesis.usat.edu.pe/bitstream/20.500.12423/2013/1/TL_LontoCalleYessica_LlauceSantosElvis.pdf)
- Marcilla, A., & Beltrán, M. (2012). Tecnologia de Polímeros. *Tecnología de Polímeros*, 281. [https://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/16897/1/TEMA\\_4\\_extrusion.pdf](https://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/16897/1/TEMA_4_extrusion.pdf)
- Martinsprocket. (n.d.). *Manejo de Materiales* (pp. 124–151). [https://es.martinsprocket.com/docs/catalogs/material\\_handling/1\\_manejo\\_de\\_materiales/seccion\\_h.pdf](https://es.martinsprocket.com/docs/catalogs/material_handling/1_manejo_de_materiales/seccion_h.pdf)

- Mecalux. (2020). *Mecalux*. <https://www.mecalux.pe/blog/transportadores-rodillos-aplicaciones-almacen>
- NTE INEN 293. (2014). *LADRILLOS CERAMICOS. DEFINICIONES. CLASIFICACION Y CONDICIONES GENERALES*. 2–7. <https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/293.pdf>
- NTE INEN 297. (1977). *Ladrillos Ceramicos Muestreo*. 1–6. <https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/292.pdf>
- OPAC. (2022). *Chavetas Din 6885a*. [www.opac.net](http://www.opac.net)
- Pacheco, G. (2017). *Diseño y construcción de una extrusora lateral*.
- Paredes, G. A. J. (2017). *DISEÑO MECÁNICO DE TRANSPORTADORES DE TORNILLO SIN FIN (TÓPICOS DE MANUFACTURA)*. <http://mecanotecnia.blogspot.com/2017/08/diseño-mecánico-de-transportadores-de.html>
- Paül, A. O. B., & Israel, V. T. H. (2019). “IMPLEMENTACIÓN DE UNA MÁQUINA EXTRUSORA DE LADRILLOS EN LA MICROEMPRESA REY SAÚL DEL CANTÓN SAQUISILÍ.”
- Pereyra, L. R. (2016). *EXTRUSIÓN Y VARIABLES DE EXTRUSIÓN*. [https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fslideplayer.es%2Fslide%2F5400054%2F&psig=AOvVaw2SB7yPDdQKIis4jGTYfD2e&ust=1638467986073000&source=images&cd=vfe&ved=0CAsQjRxqFwoTCMj1jY6Xw\\_QCFQAAAdAAAAABAD](https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fslideplayer.es%2Fslide%2F5400054%2F&psig=AOvVaw2SB7yPDdQKIis4jGTYfD2e&ust=1638467986073000&source=images&cd=vfe&ved=0CAsQjRxqFwoTCMj1jY6Xw_QCFQAAAdAAAAABAD)
- Perèz Gonzales, F., & Barcos Hernández, S. (2004). OPTIMIZACIÓN DE UNA MAQUINA EXTRUSORA DE ARCILLA PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LADRILLOS EN LA INDUSTRIA LADRILLERA DE LA COSTA Ltda. [Universidad tecnológica de Bolívar]. In *CWL Publishing Enterprises, Inc., Madison* (Vol. 2004). <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/cbdv.200490137/abstract>
- Riba Romeva, C. (2002). Diseño concurrente. In *Ediciones UPC, España*.
- Rossi. (2024). *Reductores y motorreductores*. <http://www.monografias.com/trabajos13/reducty/reducty.shtml>
- Sánchez Cún, M. F. (2010). “Mejoramiento Y Tecnificación De Extrusora Para La Elaboración De Ladrillos Artesanales.” <https://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/19134>
- Savgorodny, V. K. (1978). *Transformación de Plásticos* (p. 472).
- Shigley - R. Budynas, J. N. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica* (9th ed.).

- Shiyue. (2021). *Máquina de fabricación de ladrillos de arcilla manual LY1-40*.  
<http://m.es.shiyueblockmachinery.com/block-machine/clay-interlocking-brick-machine/ly1-40-hand-operated-clay-brick-makinga.html>
- Ultimation. (2018). *Ultimation*. <https://www.ultimationinc.com/es/sistemas-de-transporte-industrial/transportador-de-cadena/>
- Velilla Diaz, W. (2008). *Diseño y validacion de un modelo de extrusora de arcilla* [Universidad del Norte].  
<https://manglar.uninorte.edu.co/bitstream/handle/10584/116/92694388.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Yusof, A. Z. M. (2002). Reducción de costos a través de la mecanización (Cost Reduction Through Mechanisation). *Palmas*, 23(917), 445–453.
- Zambrano, D. H., Diaz, D. D., & Tello, S. E. (2017). Análisis metodológico de variables en proceso de manufactura de mangueras de polietileno de alta densidad. *CISCI 2017 - Decima Sexta Conferencia Iberoamericana En Sistemas, Cibernetica e Informatica, Decimo Cuarto Simposium Iberoamericano En Educacion, Cibernetica e Informatica, SIECI 2017 - Memorias, Cisci*, 446–451.

## 11 Anexos

### Anexo 1. Modelo de entrevista

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA**  
**FACULTAD DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS**  
**RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES**  
**INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

**MÓDULO X**

**Modelo de entrevista**

**ENTREVISTA AL PRODUCTOR-MICROEMPRESARIO**

Objetivo de la entrevista. - La presente entrevista tiene por objetivo recolectar información del personal de la ladrillera del señor Vargas, para definir el tipo de máquina extrusora y parámetros de operación y diseño.

**Recomendación:**

Estimado productor, la veracidad en sus respuestas permitirá al investigador desarrollar

un trabajo real y efectivo.

Señale con una x la respuesta que usted considere.

Agradecemos su colaboración y garantizamos absoluta reserva de su identificación.

**Nombre y apellidos del entrevistado:** Amado Vargas Tillaguango

**Cargo:** Dueño de la ladrillera

**Entrevistador:** Jefferson Dalton Vargas Castillo

**Fecha:** .....

**Desarrollo**

**1. Preguntas de selección múltiple**

**1.1 ¿En el proceso de moldeado qué cantidad de ladrillos produce esta microempresa en una jornada diaria de 8 horas?**

.....  
.....  
.....

Esta pregunta ayuda a conocer la cantidad de ladrillos que produce diariamente, la cual servirá como justificación de la capacidad que debe tener la máquina

**1.2 ¿Con cuántas personas trabaja diariamente en el proceso de moldeo de ladrillos en su ladrillera artesanal?**

.....  
.....  
.....

Esta pregunta permitirá conocer el número de personas que se emplea para el moldeo, lo cual ayudará para luego realizar el análisis económico

**1.3 ¿Dentro de la producción que tipo de ladrillo es el más requerido en el mercado de la construcción y especifique las dimensiones, largo, ancho, espesor en cm?**

.....  
.....  
.....

Esta pregunta permite saber que ladrillo es el más requerido en el mercado, lo cual servirá para el diseño de la máquina

**1.4 ¿Cuáles son los gastos económicos por etapas e indique el costo de un ladrillo terminado? (GASTOS POR DÍA para un lote aproximado de 1000 unidades /día)**

- Materia prima
- Mezcla o amasado
- Salario por moldeo
- Horneado
- Precio c/u

Esta pregunta permite conocer el costo que conlleva producir el ladrillo, lo cual es fundamental para justificar en el análisis económico si la máquina ayuda a reducir costos.

**1.5 ¿Posee de alguna máquina que ayude a la elaboración de ladrillo?**

.....  
.....  
.....

Esta pregunta permite para conocer si posee de alguna otra máquina que le ayude en el proceso de ladrillo para así tomar en cuenta a la hora de realizar el diseño de la máquina.

**1.6 ¿Estaría dispuesto a adquirir nuevas tecnologías para reducir el costo y el tiempo de elaboración de ladrillos?**

.....  
.....  
.....

Esta pregunta permite conocer si el productor estaría dispuesto a que su producción sea más rápida y eficiente, es decir, conocer si estaría dispuesto a adquirir nuevas tecnologías en el proceso de moldeo.

**1.7 ¿Cuánto es la producción actual de ladrillos a la semana?**

.....  
.....  
.....

**1.8 Actualmente, ¿Cuál es la demanda promedio que se requiere de ladrillo a la semana?**

.....  
.....  
.....

Esta pregunta justifica el diseño con respecto a la capacidad y a las horas de funcionamiento que deba estar trabajando a las

**1.9 ¿Conoce la existencia de máquinas extrusoras de ladrillos?**

SI ( )

NO ( )

La siguiente pregunta permite conocer si el productor conoce el proceso de extrucción.

**1.10 ¿Cuánto estaría dispuesto a pagar por una máquina que fabrica ladrillos de manera más rápida y eficiente?**

.....  
.....  
.....

Esta pregunta permitirá obtener un parámetro del costo de fabricación para conocer el precio que el productor estaría dispuesto invertir en una máquina de extrusión

**1.11 Desde su punto de vista ¿Qué características debería poseer una máquina para fabricar ladrillos?**

.....  
.....  
.....  
.....

**1.12 ¿En la ladrillera son de producción continua?**

.....  
.....  
.....

Permite conocer si el trabajo que va a realizar la máquina será de forma intermitente o continua, esto ayudará a definir el tiempo de ladrillos por hora.

**1.13 ¿Qué condiciones de seguridad desearía usted para su equipo?**

.....  
.....  
.....

Esta pregunta permitirá conocer cuáles son las condiciones de seguridad que el producto requiere la máquina cumpla.

**1.14 ¿Qué nivel de esfuerzo considera que realiza el personal que elabora específicamente en el moldeo: alto, medio, ¿bajo?**

.....  
.....  
.....

Esta pregunta permite conocer el esfuerzo que realiza el personal para realizar el moldeo de los ladrillos, lo cual ayudará para posteriormente realizar una discusión de los resultados obtenidos del diseño de esta máquina, analizando el nivel de esfuerzo que deben realizar los trabajadores versus el esfuerzo que realizaban manualmente

**1.15 ¿Qué posición se adaptaría para operar la máquina durante el proceso de moldeo?**

.....  
.....  
.....

Esta pregunta permitirá conocer la altura ideal que deberá tener la máquina



**Anexo 2.** Ubicación geográfica de la ladrillera



**Figura 115.** Ubicación geográfica de la ladrillera y el sitio de extracción de la arcilla

**Fuente:** Google Earth Pro

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA**  
**FACULTAD DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS**  
**RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES**  
**INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

**MÓDULO X**

**Modelo de entrevista**

**ENTREVISTA AL PRODUCTOR-MICROEMPRESARIO**

Objetivo de la entrevista. - La presente entrevista tiene por objetivo recolectar información del personal de la ladrillera del señor Vargas, para definir el tipo de máquina extrusora y parámetros de operación y diseño.

**Recomendación:**

Estimado productor, la veracidad en sus respuestas permitirá al investigador desarrollar

un trabajo real y efectivo.

Señale con una x la respuesta que usted considere.

Agradecemos su colaboración y garantizamos absoluta reserva de su identificación.

**Nombre y apellidos del entrevistado:** Amado Vargas Tilla guango

**Cargo:** Dueño de la ladrillera

**Entrevistador:** Jefferson Dalton Vargas Castillo

**Fecha:** 11/01/2022

**Desarrollo**

**1. Preguntas de selección múltiple**

**1.1 ¿En el proceso de moldeado qué cantidad de ladrillos produce esta microempresa en una jornada diaria de 8 horas?**

La respuesta del productor fue “por lo general se realiza 800 hasta 1000 ladrillos diarios, el tiempo en que los realizan depende del trabajador, algunos ya tienen la maña de cómo hacer el modelo de manera más rápido por consecuencia entre más rápido acaben ellos se van, por lo general el más rápido lo hace en 5 horas y otros se demoran toda la jornada de 8 hora”.

Con énfasis a esta respuesta se planteó otra pregunta que no estaba planeada.

**¿Se les ha propuesto talvez a las personas que demoran aproximadamente 5 horas que sigan realizando más ladrillos, dado que se supone que si hacen más, el sueldo debe aumentar?**

La respuesta del productor fue “claro que sí, si hacen más se les paga los ladrillos extras que realizaron, y como mencionas se les ha, pero la respuesta de los trabajadores es que ya están cansados, que mejor se hace otro día, por lo cual solo se hacen 1000 ladrillos diarios, también no se les puede requerir más, debido a que hoy en día hay pocas personas que desean trabajar en el ladrillo.”

**1.2 ¿Con cuántas personas trabaja diariamente en el proceso de moldeo de ladrillos en su ladrillera artesanal?**

La respuesta del productor fue “Para la realización diariamente de ladrillos se utiliza cuatro personas, las cuales reciben un sueldo de 15 dólares, donde 2 de ellas se encargan de lavar los moldes de madera, si no se lavan la mezcla se pega y el ladrillo sale con deformaciones o simplemente no sale del molde, también ellas ayudan a cargar la mezcla a las carretillas para llevarles a las 2 personas que están moldeando.”

**1.3 ¿Dentro de la producción que tipo de ladrillo es el más requerido en el mercado de la construcción y especifique las dimensiones, largo, ancho, espesor en cm?**

La respuesta fue “el ladrillo que se comercializa en el sector es ladrillo macizo, aunque han pedido ladrillos huecos los cuales no son muy utilizados en el medio, las medidas actuales son de 26x12x8 cm, pero si se tratase para realizar por medio de la máquina desearía que las dimensiones del ladrillo se hagan respecto a las medidas del ladrillo de Catamayo, debido a que este ladrillo está siendo consumido mucho por los clientes por su tamaño con el fin que se poseione mi ladrillo en las casas materialistas de Espíndola.”

**1.4 ¿Cuáles son los gastos económicos por etapas e indique el costo de un ladrillo terminado? (GASTOS POR DÍA para un lote aproximado de 1000 unidades /día)**

La respuesta del entrevistado fue “Para realizar el ladrillo primeramente se debe ir a picar tierra en un terreno propio de donde sacamos la arcilla para este trabajo se paga a 3 personas con un sueldo de 15 dólares el día, el trabajador como tarea debe picar y cernir el aproximado de 2 cúbicos de este tipo de tierra y 2 cúbicos de una tierra negra que se tiene en el mismo sector y 1 cúbico de arena la cual es extraída de unos lotes vacíos pertenecientes a diferentes dueños donde previamente se ha hablado con los dueños y ellos han accedió a que saquemos la tierra arenosa, calculando se gastaría 65 dólares incluida la carrera y 3 sacos de aserrín, respecto al mezclado de la arcilla se utiliza la mezcladora que gasta 2 galones de gasolina, para el mezclado se utilizan 2 personas a las

cuales se les paga a 15 dólares el diario, gastando así 40 dólares, para el moldeo se gasta 60 dólares, en el horneado de 5000 ladrillos se gastan aproximadamente 335 dólares, dado que se debe pagar a 8 trabajadores para llenar todo el horno con los ladrillos además comprar 5 pilas de leña, pagar la persona que realiza la quema durante 24 horas y 2 personas más para cargar y descargar el ladrillo del horno al vehículo cuando este se vende, el costo del ladrillo actual debido a la competencia es de 0.19 \$.”

### **1.5 ¿Posee de alguna máquina que ayude a la elaboración de ladrillo?**

El entrevistado responde que “si se posee una máquina mezcladora de arcillas, la cual realiza la mezcla de las diferentes tierras, donde trabajan 2 personas que se les paga 15 dólares, las cuales tardan en realizar la mezcla aproximadamente un tiempo de 2 a 3 horas, ellos, pues baten toda la tierra que está en la posa la cual moldeando salen 1000 ladrillos luego de terminar se encargan de desfilas y apilar el ladrillo del modelo anterior hasta terminar, con el fin de darles espacio a los otros trabajadores para que realicen el moldeo de la mezcla que realizaron hecha por ellos, actualmente está máquina que ayuda a trabajar funciona correctamente y ha ayudado a facilitar el mezclado haciendo más homogéneo y a reducir el tiempo de mezclado”

### **1.6 ¿Estaría dispuesto a adquirir nuevas tecnologías para reducir el costo y el tiempo de elaboración de ladrillos?**

La respuesta por el entrevistado fue “si me gustaría adquirir una máquina siempre y cuando la máquina se adapte a mis necesidades de producción, al igual me ayude a que la calidad del ladrillo sea mucho mejor para diferenciarme del resto y de esta manera poder tener un aumento en la producción y mis ganancias.”

### **1.7 ¿Cuánto es la producción actual de ladrillos a la semana?**

El entrevistado responde que “aproximadamente se realiza 2000 ladrillos, a la semana esto se debe a que el ladrillo se debe secar aproximadamente 2 días para poderlo desfilas y ordenarlo en hileras, también esta capacidad varía debido a que el personal que realiza este trabajo a veces no se encuentra disponible.”

### **1.8 Actualmente, ¿Cuál es la demanda promedio que se requiere de ladrillo a la semana?**

El entrevistado responde que “la demanda promedio es de 4500 a 5000 ladrillos que los diferentes clientes piden a la semana, pero al no producir esa cantidad los clientes optan por irse a otra ladrillera, generándome perdidas por no vender y a veces perder al cliente por no tener la capacidad de satisfacer la demanda, dado que cuando no hay compran de la ciudad de Catamayo.”

### **1.9 ¿Conoce la existencia de máquinas extrusoras de ladrillos?**

El productor menciona que no conoce la existencia de este tipo de máquinas, pero que estaría dispuesto a adquirir de ser el caso, dado que ha escuchado que este tipo de máquinas son muy eficientes en la industria del ladrillo.

### **1.10 ¿Cuánto estaría dispuesto a pagar por una máquina que fabrica ladrillos de manera más rápida y eficiente?**

La respuesta del entrevistado fue que “actualmente no sé cuánto cuesten estas máquinas, he averiguado otro tipo de máquina, pero el precio estaba súper alto cerca de los, 13 000 dólares, pero estaría dispuesto a pagar o hacer una oferta de no más de 6000 dólares, debido a mi producción no es elevada”

### **1.11 Desde su punto de vista ¿Qué características debería poseer una máquina para fabricar ladrillos?**

La respuesta fue “que produzca una cantidad de ladrillos mayor a la que se produce manualmente, que la máquina genere ladrillos que tenga mejores propiedades que los ladrillos fabricados manualmente, el ladrillo no debe presentar defectos superficiales que sea fácil de operar, que la máquina disminuya los precios en la mano de obra, respecto al molde manual, al igual deberá de tener las dimensiones del ladrillo de Catamayo, debido que los clientes lo solicitan, que sea fácil de instalar, que tenga un bajo costo de operación, bajo costo de mantenimiento, que los repuestos sean fáciles de conseguir, deberá de tener un costo de adquisición accesible comparado con máquinas que se encuentran actualmente en venta, que mejore las condiciones en que realice el trabajo la máquina respecto a las que se realizaba de forma manual, también que al momento de trabajar en la máquina esta no represente un peligro para los trabajadores, de poder realizar la máquina con el fin de que se pueda hacer otro tipo de ladrillo para ofrecer más adelante al cliente, también sería conveniente que el mantenimiento que se le realice se lo pueda hacer con herramientas sencillas, al igual que los mecanismos sean los más sencillos, pero que cumplan el propósito para que baje el costo de la máquina, no requiero que sea automático, dado que esto saldría más caro, al igual sería indispensable que se trabaje con motor de gasolina, debido que con el tiempo se producirá ladrillo en el terreno donde se extrae la arcilla y en dicho sitio no hay luz.”

### **¿En la ladrillera son de producción continua?**

El entrevistado mencionó que “al momento se produce ladrillos de forma discontinua, es decir se realiza el modelo de 1000 ladrillos y se deja secar por 2 días y

luego se apila para que se siga secando, pero se tiene el objetivo de que la producción sea de forma continua.”

**1.12 ¿Qué condiciones de seguridad desearía usted para su equipo?**

La respuesta del productor fue “me gustaría que sea segura para evitar accidentes.”

**1.13 ¿Qué nivel de esfuerzo considera que realiza el personal que elabora específicamente en el moldeo: alto, medio, ¿bajo?**

La respuesta brindada por el productor es “considero que el nivel de esfuerzo que genera los trabajadores es medio, pero este pasa a un nivel de esfuerzo alto, dado que es un trabajo repetitivo que demanda de estar agachado, por lo que los trabajadores solo avanzan a hacer 1000 ladrillos.”

**1.14 ¿Qué posición se adaptaría para poder operar la máquina durante el proceso de moldeo de pie o sentado?**

La respuesta brindada por el productor es “lo que causa molestias es estarse agachando, por lo que la mejor posición para realizar algún trabajo en este tipo de máquina sería hacerlo de pie.”

#### Anexo 4. Lista de referencia de contexto

<b>Lista de referencia de contexto</b>	
<b>Concepto</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
Proyecto: Diseño de una máquina extrusora para la fabricación de ladrillos de cara vista	
Necesidad del productor	Aumentar el moldeo de ladrillo, con la compra de una máquina de tal forma que mejora aún más la calidad del ladrillo y permita reducir el costo diferenciándose del resto de productores. Se desarrolla de forma manual; lo que con lleva a tener una productividad menor con respecto a la demanda de ladrillos, como también al moldearse, algunos ladrillos presentan deformidades, pero igualmente se queman, y muchas de las veces estos no son adquiridos por el cliente.
Productividad de las técnicas utilizadas actualmente	Realizar 5000 ladrillos a la semana. Muy buena
Orografía del territorio	Latitud: 4°34'21.40"S Longitud: 79°25'1.89"O (Ver Anexo 2)
Condiciones climáticas	Los meses con que se presentan lluvias es desde los meses de diciembre a mayo.
Personas que trabajan en la ladrillera	El número de personas que trabajan o se involucran en el proceso de fabricación de ladrillo son 16.
Nivel de disposición de trabajadores	Bajo, es difícil encontrar trabajadores porque el trabajo les resulta pesado.
Transporte	Tipos de vías: Las vías de comunicación entre ciudades importantes son carreteras asfaltadas, entre poblaciones o comunidades existe caminos que no están asfaltados pero que son de accesibles.
Precio que están dispuestos a pagar	El precio por incluir una máquina es de 6000 dólares, pero con la condición que cumplan con las expectativas de producción y calidad.
Competencia	Actualmente, existen 4 ladrilleras donde 1 de las cuales tiene 1 máquina mezcladora prestada por la prefectura.
Disponibilidad de energía en la zona	Se dispone de red eléctrica, y se observa que el lugar donde está ubicada la ladrillera es el punto más alejado

Características económicas del entorno	<p>al transformador de 15 kVA.(mirar la potencia del transformador)</p> <p>Actualmente, en la zona no se ha propuesto ningún tipo de máquinas para el moldeo.</p> <p>El salario de un trabajador es de 15 \$ sin comida.</p>
Disponibilidad de materiales en la zona y en el país	<p>Perfiles de construcción, tubulares (cuadrados y redondos) y chapa de acero estructural de espesores estándar. Se debe consultar la disponibilidad de la zona en el momento concreto para realizar pedido.</p>
Tecnologías de fabricación disponibles en la zona (talleres) y en el país	<p>El taller más cercano está ubicado en la ciudad de Amaluza y se presta a realizar todo tipo de trabajos, a excepción de piezas que deban ser realizadas en torno o fresadoras.</p>

---

*Fuente: Autor*



### **Determinación de la densidad de la mezcla de arcilla**

#### **Introducción:**

Se realizó la presente actividad con el fin de determinar la densidad de la mezcla de arcilla. Para lo cual se extrajo las arcillas de las canteras para su respectivo proceso de preparación, una vez cernida y mezclada la arcilla con un mínimo porcentaje de agua, de tal manera que, al desmoldar, el ladrillo moldeado pueda ser manipulado por las manos del trabajador para su posterior traslado al sitio de secado. Una vez obtenida esta mezcla se realizó el moldeo de un ladrillo con las medidas establecidas y luego se midió la masa del ladrillo para cálculos posteriores para encontrar la densidad.

#### **Objetivo:**

- ✓ Determinar la densidad de la mezcla de arcilla.

#### **Materiales:**

- Balanza de platillo de 60 kg (132 lb)
- Calculadora.
- Arcillas.
- Malla para cernir.
- Saquillo.
- Fundas plásticas.
- Materiales de oficina.

#### **Procedimiento:**

El ensayo se realizó obteniendo las arcillas de las canteras para luego ser preparadas para el proceso de extrusión para lo cual se realizó los siguientes pasos:

- 1 Se cernió la arcilla con ayuda de la malla, de tal manera que quede un grano fino.
- 2 Se mezcló las arcillas con un porcentaje de arena.
- 3 Se mezcló con una pequeña cantidad de agua de tal forma que la arcilla presente una consistencia más moldeable.(como prueba para saber si la mezcla de arcillas era candidata para trabajar con el sistema de extrusión con tornillo sin fin se realizó una prueba práctica simple la cual es recomendada por (Handle, 2007), la cual consiste que si el material, cuando se aprieta se puede moldear en la mano, no muestra líquido al apretarlo en su superficie, no desarrolla una sensación arenosa y mantiene

su forma moldeada, entonces la mezcla de arcilla es adecuada para trabajar por extrusión.



**Figura 116.** Prueba de mezcla de arcilla para trabajar con el sistema de extrusión.

**Fuente:** Autor

Como se aprecia en la Figura 116, la masa de arcilla cumple con todos los parámetros antes mencionados para trabajar por el método de extrusión.

- 4 Se realizó el moldeo de la mezcla en un molde previamente construido de madera con las medidas del ladrillo a fabricar de (29 x 14 x 9) cm. Ver Figura 117.
- 5 Se ingresó la mezcla en el molde, la cual por sus características de presentar una disminución del agua se presentó algunos problemas al momento de comprimirla en el molde, necesitando de un mayor esfuerzo para moldear y desmoldar.



**Figura 117.** *Moldeado del ladrillo*

**Fuente:** *Autor*

Como se aprecia en la Figura 118, se desmoldó el ladrillo, el cual presentaba las condiciones para ser manipulado por el trabajador.



**Figura 118.** *Ladrillo desmoldado*

**Fuente:** *Autor*

6 Una vez obtenido el ladrillo se pesó la masa de arcilla.



**Figura 119.** Masa de un ladrillo kg

**Fuente:** Autor

Como se aprecia en Figura 119, la masa es de 6.35 kg.

7 Se procedió a calcular la densidad con la siguiente ecuación:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$m$  = masa del ladrillo moldeado(kg)

$V$  = volumen del ladrillo ( $m^3$ )

Reemplazando datos tenemos:

$$\rho = \frac{6.35 \text{ kg}}{(0.29 * 0.14 * 0.09)m^3} = 1737.82 \frac{\text{kg}}{m^3}$$

La densidad de la mezcla de arcilla fue de  $1737.82 \frac{\text{kg}}{m^3}$ , la cual está entre los valores de densidad con la que trabajan las extrusoras de alta capacidad.

**Conclusión:**

Mediante el ensayo se pudo determinar la densidad de la masa de arcilla que procesa la máquina, la cual es  $1737.82 \frac{\text{kg}}{m^3}$ .

## **Anexo 6.** Determinación de la capacidad del proceso de la máquina

### **Determinación de la capacidad del proceso de la máquina mezcladora de arcilla.**

#### **Introducción:**

Se realizó la presente actividad con el fin de determinar la capacidad de proceso de la máquina mezcladora de arcilla. Para lo cual se necesita de 2 personas, donde una se encarga de alimentar la mezcladora con arcilla y la otra persona se encarga de realizar las mediciones necesarias para así obtener la capacidad de proceso.

#### **Objetivo:**

- ✓ Determinar la capacidad que procesa la máquina.

#### **Materiales:**

- Balanza de platillo de 60 kg (132 lb)
- Calculadora.
- Arcilla.
- Cronómetro digital.
- Saquillo.
- Fundas plásticas.
- Materiales de oficina.

#### **Procedimiento:**

El ensayo se realizó con la ayuda de dos operarios, donde uno de ellos se encargó de ingresar la materia prima (la materia prima que se proceso fue con la mínima cantidad de agua de tal manera que se obtenga una mezcla de arcilla capaz de adquirir la forma del ladrillo y la resistencia para trasladar con las manos para su posterior secado) de manera constante hasta mantener una salida de mezcla fluida. El segundo operario se encargó de:

- Medir la cantidad de arcilla en una palada.
- Medir el tiempo que tarda el operario en ingresar la arcilla al cilindro.
- Medir el tiempo que tarda en salir toda la mezcla ingresada.
- Medir la cantidad de mezcla de arcilla procesada.

#### **Obteniendo los siguientes resultados:**

- **Masa de una palada.**

La cantidad de arcilla procesada en una palada fue de 6.57 kg. Ver Figura 120:



**Figura 120.** Masa de 1 palada de arcilla

**Fuente:** Autor

- **Tiempo en ingresar la arcilla.**

El tiempo que tarda el operario en ingresar arcilla es de 6 segundos y el tiempo que tarda en empezar a salir la mezcla constante fue de 35 s.

- **Tiempo en salir toda la mezcla.**

El tiempo que tardo en salir toda la mezcla después que el operario haya ingresado durante 35s fue de 45s.

- **Mezcla total de arcilla procesada.**



**Figura 121.** Mezcla de arcilla ingresada

**Fuente:** Autor

Para esto se mide la cantidad de masa procesada la cual se observa en la Figura 121:

La cantidad de mezcla procesada es de 38.32 Kg.

Para el cálculo, no se consideró la mezcla que queda adherida a las paredes del cilindro, dado que una vez adherida la cantidad que ingresa es aproximadamente igual a la que sale.

Como el operario ingresó una cantidad de 38.32 kg en 35 segundos realizándolo con su mayor esfuerzo de manera constante, para determinar qué cantidad hubiese ingresado en 1 minuto se realiza una regla de tres:

$$\begin{array}{ccc} 38.32Kg & \times & 35 \text{ segundos} \\ X & & 60 \text{ segundos} \end{array}$$

$$X = 65.69 \text{ Kg}$$

La capacidad de mezcla a procesar es de 65.69 Kg en 1 minuto.

**Conclusión:**

- ✓ Mediante el ensayo se pudo determinar la cantidad de masa de arcilla que procesa la máquina la cual es **65.69 Kg** en un minuto.

**Anexo 7.** Características físicas de la máquina.

**Características de la máquina.**

A continuación, se detallan las características físicas de los componentes de la máquina las cuales se obtuvieron mediante ensayos, medición y observación a la máquina.

**Tabla 64** Características físicas de la máquina mezcladora.

Características físicas de la máquina	
	
<b>Capacidad proceso</b>	65.69 kg/minuto
<b>Frecuencia de giro del eje de máquina</b>	365.97 rpm
<b>Tiempo de mezclado</b>	1.09 kg/s
<b>Tiempo de carga y descarga de la máquina</b>	El tiempo de carga de arcilla en la máquina es de 65.69 kg en un minuto. El tiempo de descarga de la carga es de 1 minuto 17 segundos.
<b>Alimentación de la máquina</b>	Manual
<b>Radio de las aspas o paletas</b>	0.16 m
<b>Velocidad lineal</b>	9.73 m/s
<b>Capacidad de tolva</b>	12.125 kg
<b>Cilindro</b>	Largo: 1.05 m Diámetro: 0.40 m
<b>Flujo trabajo</b>	Intermitente



<b>Tiempo de trabajo diario</b>	3 horas
<b>Características de los sistemas</b>	
<b>TOLVA DE ALIMENTACIÓN</b>	 <p><b>Altura:</b> 7.8 cm  <b>Parte superior:</b> 30cm x 30cm  <b>Base:</b> 15cm x 15cm  <b>Espesor:</b> 3 mm  <b>Capacidad:</b> 12.125 kg</p>
<b>SISTEMA MEZCLADOR</b>	 <p>Cámara de trabajo es cilindro:  <b>Longitud:</b> 106.4m  <b>Diámetro:</b> 0.40m  <b>Espesor:</b> 3 mm</p>
	 <p>Eje de mezclado:  <b>Diámetro:</b> 2 pulgadas  <b>Largo:</b> 1.49 m  <b>Paletas</b> de 50 mm de ancho x 3 mm de espesor x 16 cm de radio.  Las paletas están unidas en sus extremos por una varilla de 12 mm lisa.  <b>Número de paletas:</b> 28</p>
<b>SISTEMA DE TRANSMISIÓN</b>	 <p>Polea conducida de 20 pulgadas por 2 canales  Una banda tipo trapezoidal (V) A 72 Belt  Una polea motriz de 3 pulgadas por 2 canales</p>
<b>BASE ESTRUCTURAL</b>	 <p>Toda la estructura está construida por perfiles estructurales correas G (G 80x40x15x3)</p>
<b>MOTOR DE COMBUSTIÓN</b>	<b>ESPECIFICACIÓN TÉCNICA</b>

<b>INTERNA</b>		<b>Potencia Máxima [HP/Rpm]</b>	16.0 / 3600
		<b>Tipo de Eje [PTO]</b>	Cilíndrico
		<b>Cilindro</b>	Camisa Hierro Fund.
		<b>Diámetro Cilindro [mm]</b>	90.5
		<b>Cilindrada [cc]</b>	531
		<b>Marcha en vacío [Rpm]</b>	3000
		<b>Diámetro Cigüeñal [pulg]</b>	1
		<b>Tipo Encendido</b>	Magnetron®
		<b>Sistema Partida</b>	Arranque Manual
		<b>Capacidad del Estanque [litros]</b>	5,68
		<b>Consumo [lt/hora]</b>	4.2
		<b>Gasolina Recomendada</b>	90 Octanos
		<b>Cap. Aceite del Cáster [litros]</b>	1,9
		<b>Tipo de Aceite</b>	Briggs&Stratton SAE 40
		<b>Guardián de Aceite</b>	No
		<b>Dimensiones (L x A x A) [mm]</b>	299 x 511 x 535
		<b>Peso [kilos]</b>	48.3

**Fuente:** Autor

**Anexo 8.** Características técnicas del motor briggs stratton de 16 Hp



**MOTOR BRIGGS & STRATTON 16 HP FIERRO FUNDIDO**

ESPECIFICACIONES TECNICAS	
Potencia Máxima (Hp/Rpm)	16,0 / 3600
Tipo de Eje (PTO)	Cilíndrico
Cilindro	Cemisa Hierro Fund.
Diámetro Cilindro (mm)	90,5
Cilindrada (cc)	531
Marcha en vacío (Rpm)	3000
Diámetro Cigüeñal (pulg)	1
Tipo Encendido	Magnetron®
Sistema Partida	Arranque Manual
Capacidad del Estanque (litros)	5,68
Consumo (lt/hora)	4,2
Gasolina Recomendada	90 Octanos
Capac. Aceite del Cáster (litros)	1,9
Tipo de Aceite	Briggs&Stratton SAE 40
Guardián de Aceite	No
Dimensiones (L x A x A) (mm)	299 x 511 x 535
Peso (kilos)	48,3
Garantía	1 año



**Anexo 9.** Metodología aplicada para encontrar el diámetro del eje

**Metodología aplicada para encontrar el diámetro del eje**

Como se mencionó anteriormente, se ingresaron los datos de la tabla 18 en las ecuaciones siguientes y se obtuvo el siguiente flujo másico.

$$H = \frac{D_b - D_c}{2} = \frac{0.150m - 0.0635m}{2} = 0.043m$$

Ángulo de la hélice

$$\theta_b = \tan^{-1}\left(\frac{L}{\pi * D_b}\right) = \theta_b = \tan^{-1}\left(\frac{0.120m}{\pi * 0.150m}\right) = 14.28^\circ$$

Ángulo del núcleo de la hélice

$$\theta_c = \tan^{-1}\left(\frac{L}{\pi D_c}\right) = \theta_c = \tan^{-1}\left(\frac{0.120m}{\pi * 0.0635m}\right) = 31^\circ$$

Ancho del canal

$$W_b = \left(\frac{L}{p}\right) \cos(\theta_b) - e = \left(\frac{0.120m}{1}\right) \cos(14.28) - 0.009m = 0.107m$$

Ancho del canal en el núcleo del tornillo

$$W_c = \left(\frac{L}{p}\right) \cos(\theta_c) - e = \left(\frac{0.120m}{p1}\right) \cos(31) - 0.009m = 0.094m$$

Ancho medio del canal

$$W = \frac{W_b + W_c}{2} = \frac{0.107m + 0.094m}{2} = 0.101m$$

Relación del aspecto del canal

$$\frac{H}{W} = \frac{0.043m}{0.101m} = 0.430$$

Longitud helicoidal total de la sección de medición

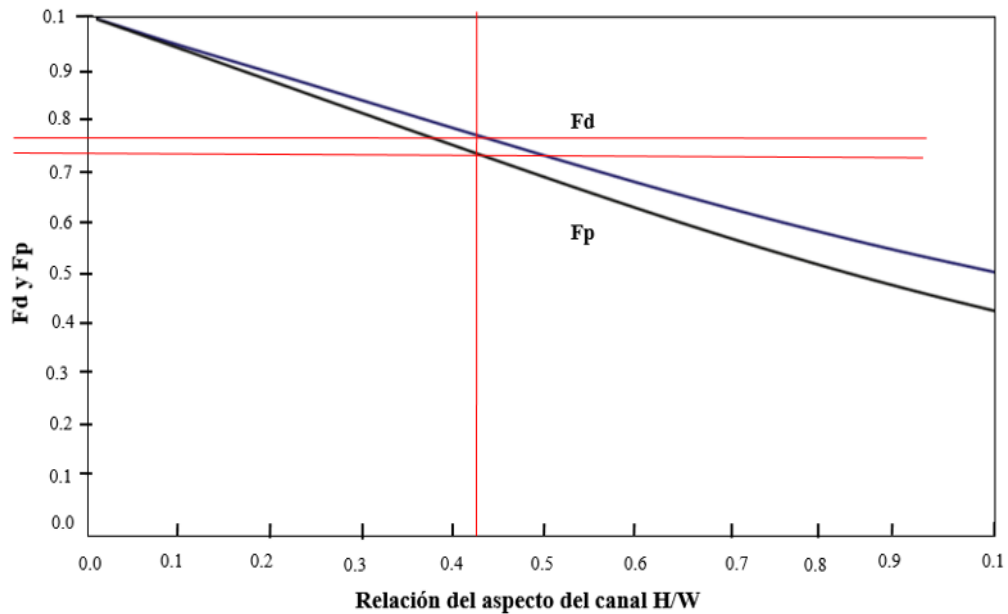
$$Z(mt) = \frac{l}{\sin(\theta_b)} = \frac{0.480m}{\sin(14.28^\circ)} = 1.945m$$

Donde

$$dz = Z(mt)$$

Factores de corrección o factores de forma

Los factores de forma Fd y Fp se calculan para ajustar el efecto final de los vuelos



Donde:

El factor  $F_p$  compensa el factor de forma para el flujo de presión.

$$F_p = 0.74$$

El factor  $F_d$  compensa la reducción del caudal debida a la resistencia inducida por las aletas.

$$F_d = 0.76$$

Velocidad de rotación del tornillo en la pared del cilindro.

$$V_{bz} = \pi n D_b \cos(\theta_b) = \pi \left( \frac{38}{60s} \right) * 0.150m \cos(14.28^\circ) = 0.29 \frac{m}{s}$$

Flujo rotacional másico.

$$Q_{md} = \frac{\rho_m V_{bz} W H F_d}{2} = \frac{\left( 1737.82 \frac{kg}{m^3} * 0.29 \frac{m}{s} * 0.101m * 0.043m * 0.76 \right) * \frac{3600s}{h}}{2}$$

$$= 2990.40 \frac{kg}{h}$$

Flujo de presión de masa.

$$Q_{mp} = \frac{\rho_m W H^3 F_p}{12 \eta} \left[ \frac{\partial P}{\partial z} \right]$$

$$Q_{mp} = \frac{1737.82 \frac{kg}{m^3} * 0.101m * (0.043m)^3 * 0.74}{12 * 0.1MPas} \left[ \frac{2MPa}{0.480m} \right] * \frac{3600s}{h} = 32.272 \frac{kg}{h}$$

Flujo total.

$$Q_m = Q_{md} - Q_{mp} = (2990.40 - 32.272) \frac{kg}{h} = 2958 \frac{kg}{h}$$

Valores obtenidos del diseño paramétrico:

Db	Dc	paso(L)	espesor del filete	p(numero de filetes)	N(numero de revoluciones/rev/s)	densidad	viscosidad	dp	LT	H	Ob	Oc	Wb(ancho del canal)	Wc	W	H/W	ZbT	Fp	Fd	Vbz	Qmd	Qmp	Qtot
0,150	0,110	0,120	0,009	1,000	0,633	1738,000	100000,000	2,00E+06	0,480	0,020	14,29	19,15	0,11	0,10	0,11	0,19	1,95	0,88	0,91	0,29	1742,59	3,99	1738,59
0,150	0,100	0,120	0,009	1,000	0,633	1738,000	100000,000	2,00E+06	0,480	0,025	14,29	20,91	0,11	0,10	0,11	0,24	1,95	0,85	0,88	0,29	2093,89	7,49	2086,40
0,150	0,090	0,120	0,009	1,000	0,633	1738,000	100000,000	2,00E+06	0,480	0,030	14,29	23,00	0,11	0,10	0,10	0,29	1,95	0,82	0,85	0,29	2408,12	12,39	2395,73
0,150	0,080	0,120	0,009	1,000	0,633	1738,000	100000,000	2,00E+06	0,480	0,035	14,29	25,52	0,11	0,10	0,10	0,34	1,95	0,78	0,82	0,29	2682,09	18,52	2663,58
0,150	0,070	0,120	0,009	1,000	0,633	1738,000	100000,000	2,00E+06	0,480	0,040	14,29	28,62	0,11	0,10	0,10	0,39	1,95	0,75	0,79	0,29	2910,91	26,20	2884,71
0,150	0,064	0,120	0,009	1,000	0,633	1738,000	100000,000	2,00E+06	0,480	0,043	14,29	31,03	0,11	0,09	0,10	0,43	1,95	0,74	0,76	0,29	2990,60	32,28	2958,32
0,150	0,054	0,120	0,009	1,000	0,633	1738,000	100000,000	2,00E+06	0,480	0,048	14,29	35,53	0,11	0,09	0,10	0,49	1,95	0,69	0,72	0,29	3079,53	40,71	3038,82
0,150	0,044	0,120	0,009	1,000	0,633	1738,000	100000,000	2,00E+06	0,480	0,053	14,29	41,29	0,11	0,08	0,09	0,57	1,95	0,64	0,69	0,29	3132,51	48,82	3083,69
0,150	0,034	0,120	0,009	1,000	0,633	1738,000	100000,000	2,00E+06	0,480	0,058	14,29	48,75	0,11	0,07	0,09	0,66	1,95	0,57	0,62	0,29	2898,53	53,58	2844,95
0,150	0,024	0,120	0,009	1,000	0,633	1738,000	100000,000	2,00E+06	0,480	0,063	14,29	58,40	0,11	0,05	0,08	0,78	1,95	0,51	0,56	0,29	2582,47	55,75	2526,71

Fuente: Autor

Anexo 10. Ficha técnica del motor Honda GX160.

Tabla 65. Ficha técnica del motor.

## MOTOR ESTACIONARIO HONDA GX160 POTENCIA 5,5 HP.

### Especificaciones Técnicas

**CARACTERÍSTICAS**

Cilindros : Uno, Inclinado en 25°  
Válvulas : Sobre la culata OHV  
Tipo de Eje : Horizontal recto 19mm Ø con Chavetero

Refrigeración : Aire Forzado  
Lubricación : Resalpique  
Diámetro por carrera : 68mm X 45mm  
Desplazamiento : 163 cc.  
Potencia Máxima : 5.5 Hp a 3.600 rpm \*  
Potencia Neta : 4.8 Hp a 3600 rpm\*\*  
Potencia en Kw. : 3,6 Kw.  
Relacion compresión : 8,5 : 1  
Par motor máximo : 10,3 Nm / 1,05 lb-ft a 2.500 rpm.

Encendido : Transistorizado  
Arranque : Manual - Piola retráctil  
Alerta de aceite : Opcoinal  
Filtro de aire : Elemento Dual  
Consumo específico de combustible : 230 Grs./hp X Hr.

**DIMENSIONES**

Largo : 32 Cms  
Ancho : 36 Cms  
Alto : 34 Cms  
Peso Seco : 15,2 Kg.  
Deposito Combustible : 3,6 Lts.  
Autonomía : 2,8 Hrs. Plena Carga  
Carter de aceite : 600 cc.



**HONDA**  
The Power of Dreams

2 AÑOS DE GARANTÍA

Fuente: Honda

**Anexo 11.** Naturaleza de la carga para una extrusora

**Tabla 66** Clasificación de la naturaleza de la carga en función de la aplicación

Aplicación	Ref. carga *
espesadoras guillotinas, desmenzadores, supercalandras, sacudiel-tro, lustradoras, prensas	<b>a, b</b>
<b>Industria de la madera</b> cargadores mecánicos, apiladores para paletas transportadores para: – tablas, virutas, deshechos – troncos	<b>b</b> <b>c</b>
máquinas herramienta (cepilladoras, fresado- ras, tronzadoras, guillotinas, escuadradoras, sierras, achafianadoras, perfiladoras, alisando- ras, calibradoras, satinadoras, etc.): – mando avance – mando corte	<b>b</b> <b>b, c</b> <b>c</b>
descortezadoras: – mecánicas e hidricas – de tambor	<b>b</b> <b>c</b>
<b>Industria petrolera</b> filtros, prensas para parafina, enfriadores dispositivos de perforación rotary dispositivos de bombeo	
<b>Industria textil</b> calandras, cardadoras, deshilachadoras, seca- doras, felpadoras, hiladoras, encoladoras, impermeabilizadoras, enjabonadoras, lava- doras, planchadoras, plegadoras, planchado- ras en seco, telares (Jacquard), urdidoras, devanadora, máquinas para género de punto, teñidoras, hiladoras-devanadoras, torcedoras, perchadoras con cardas de cardencha, cortado- ras mecánicas	<b>b</b> <b>b</b> <b>c</b>
<b>Máquinas para arcilla</b> amasadoras, extrusoras, desenlodotas de p alas prensas (para ladrillos y azulejos)	<b>b</b> <b>c</b>

**Fuente:**(Rossi, 2024)

## Anexo 12. Ficha técnica de reductor

### Denominación

Producto estándar (en catálogo)

**G R 3I 100 UP2A - 39,1 B3**

Reductor de ejes paralelos Serie G  
Velocidad en entrada  $n_1$  1 500  $\text{min}^{-1}$   
Forma constructiva B3

### Accesorios

Árbol lento integral lado opuesto ranura [H1]

### Reductor de ejes paralelos - Datos técnicos

Designation ratio	39,1
Relación efectiva $i_{eff}$	39,11
Velocidad en salida $n_2$	[ $\text{min}^{-1}$ ] 38,35
Velocidad en entrada $n_1$	[ $\text{min}^{-1}$ ] 1 500
Potencia aplicada $P_1$	[k W] 5,63
Par en salida $M_2$	[N m] 1 317,82
Factor de servicio $s_f$ (potencia instalada)	1,207
Eficiencia nominal $\eta$	0,94
Masa reductor	[kg] 54,04
Momento de inercia (de masa) $J_1$	[Kg $\text{m}^2$ ] 0,0002
Niveles sonoros (to ISO/CD 8579, tolerancias +3 dB(A))	
nivel de presión sonora $L_{WA}$	[dB(A)] 80
nivel de presión sonora $L_{pA}$	[dB(A)] 70
Juego angular a una distancia de 1 [m] del centro del árbol lento	
min	[rad] 0,0020
max	[rad] 0,0040
min	[arcmin] 6,9
max	[arcmin] 14
Rigidez torsional en condiciones de carga nominal	[N m / arcmin] 40
Velocidad máxima en entrada $n1_{MAX}$	[ $\text{min}^{-1}$ ] 2 800
Velocidad en entrada de pico $n1_{PEAK}$ (max 5 segundos)	[ $\text{min}^{-1}$ ] 3 500

### Lubricación

Reductor fornecido sin aceite

Cantidad aproximativa del lubricante [l] 3,3

Graduación de viscosidad ISO

aceite mineral - Temperatura ambiente 0 ÷ 20 [° C]

[cSt] 150

aceite mineral - Temperatura ambiente 10 ÷ 40 [° C]

220

aceite sintético - Temperatura ambiente 0 ÷ 40 [° C]

220

#### Guía orientativa para el cambio del aceite (no según la directiva ATEX)

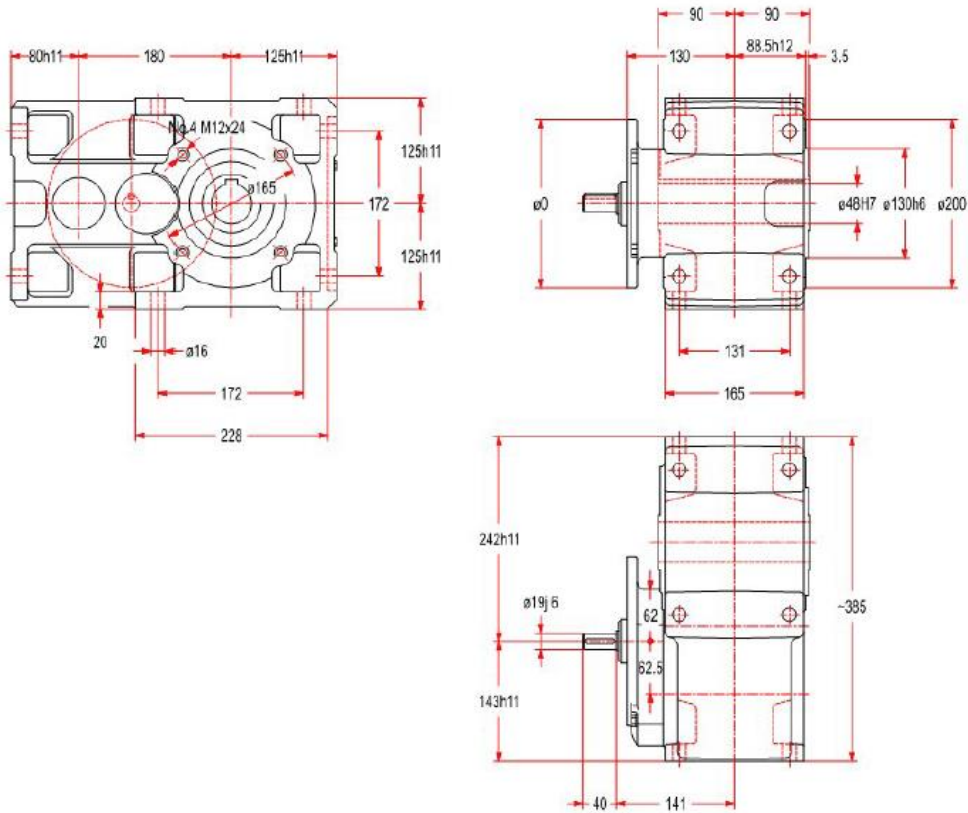
Temperatura del aceite [° C]	Intervalo cambio aceite [h]	
	aceite mineral	aceite sintético
≤ 65	8 000	25 000
65 ÷ 80	4 000	18 000
80 ÷ 95	2 000	12 500
95 ÷ 110	-	9 000

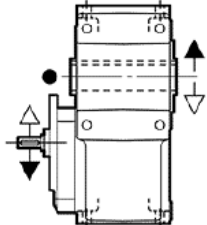
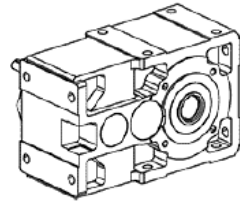
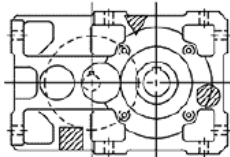
### Datos nominales

Potencia nominal en entrada $P_{N1}$	[k W] 6,79
Potencia nominal en salida $P_{N2}$	[k W] 6,39
Potencia térmica nominal $P_{TN}$ @20°	[k W] 17
Par nominal en salida $M_{N2}$	[N m] 1 590
Par en salida máximo $M_{2 MAX}$	[N m] 2 544



Dimensiones principales [mm] (para accesorios, ver Pág. siguientes)



<p><b>Design: UP2A</b></p>	<p><b>Forma constructiva: B3</b></p>
 <p>● lado ranura</p>	
<p><b>Posición de los tapones (fornecidos de serie sin aceite)</b></p>	
 <p>▽ Tapón de llenado y nivel del aceite lado opuesto (no en vista)          ● Tapón de nivel aceite lado opuesto (no en vista)          ■ Tapón de descarga aceite lado opuesto (no en vista)</p>	

Fuente:(Rossi, 2024)

**Anexo 13.** Especificaciones generales del acero de transmisión AISI 1018

**EJES**

**ACERO DE TRANSMISIÓN**

**Especificaciones Generales:**

Norma: AISI 1018

Descripción: Es un acero de cementación no aleado principalmente utilizado para la elaboración de piezas pequeñas, exigidas al desgaste y donde la dureza del núcleo no es muy importante.

Aplicaciones: Levas uniones, bujes, pines, pivotes, pernos grado 3.

Largo: 6 mts



COMPOSICIÓN QUÍMICA				
%C	%Si	%Mn	%P	%S
0 - 0,20	0 - 0,25	0 - 0,70	0 - 0,04	0 - 05

PROPIEDADES MECÁNICAS			
RESISTENCIA MECÁNICA (N/mm <sup>2</sup> )	PUNTO DE FLUENCIA (N/mm <sup>2</sup> )	Elongación % Min.	DUREZA ROCKWELL B
410 - 520	235	20	143

DIMENSIONES	
DIÁMETRO	
3/8"	
1/4"	
5/8"	
3/4"	
7/8"	
1"	
1-1/4"	
1-1/2"	
1-3/4"	
2"	
2-1/4"	
2-1/2"	
2-3/4"	

**Anexo 14.** Flechas y momentos en las placas cargadas y vinculadas de distintas maneras.

**Tabla 67** Flechas y momentos en las placas cargadas.

TABLA CXXVIII.—Flechas y momentos en las placas cargadas y vinculadas de distintas maneras.  
(Coeficiente de Poisson = 0,3).

FLECHA MÁXIMA $f = \alpha q \frac{a^4}{E_s^3}$		PLACA CARGADA UNIFORMEMENTE										MOMENTO $M = \beta q a^2$									
		Apoyo en los 4 lados		Empotramiento en los 4 lados		2 lados apoy. 2 lados empot.		2 lados apoy. 2 lados empot.		1 lado empot. 3 lados apoy.		1 lado empot. 3 lados apoy.		2 lados opues. apoyados, 1 lado empot. 1 lado libre		2 lados opues. apoyados, 1 lado empot. 1 lado libre		3 lados apoy. 1 lado libre		3 lados apoy. 1 lado libre	
Flecha máx. $f = \alpha \frac{qa^4}{E_s^3}$	Momento máx. $M_x = \beta qa^2$	$f_{max}$	$M_{max}$	$f_{max}$	$M_{max}$	$f_{max}$	$M_{max}$	$f_{max}$	$M_{max}$	$f_{max}$	$M_{max}$	$f_{max}$	$M_{max}$	$f_{max}$	$M_{max}$	$f_{max}$	$M_{max}$	$f_{max}$	$M_{max}$	$f_{max}$	$M_{max}$
$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\beta$
1	0,0443	0,0479	0,0138	0,0513	0,0209	0,070	0,0209	0,070	0,030	0,084	0,030	0,084	0,123	0,0972	0,123	0,0972	0,1404	0,112	0,1404	0,112	
1,1	0,0530	0,0553	0,0164	0,0581	0,0228	0,074	0,0274	0,079	0,038	0,092	0,035	0,091	—	—	—	—	0,1345	0,107	0,1464	0,117	
1,2	0,0616	0,0626	0,0188	0,0639	0,0243	0,077	0,0340	0,087	0,047	0,098	0,038	0,098	—	—	—	—	0,1265	0,100	0,1511	0,121	
1,3	0,0697	0,0693	0,0209	0,0687	0,0255	0,079	0,0424	0,094	0,055	0,104	0,041	0,103	—	—	—	—	0,1192	0,094	0,1547	0,124	
1,4	0,0770	0,0753	0,0226	0,0726	0,0262	0,081	0,0502	0,100	0,063	0,109	0,044	0,108	—	—	—	—	0,1117	0,088	0,1575	0,126	
1,5	0,0843	0,0812	0,0240	0,0757	0,0270	0,083	0,0582	0,105	0,07	0,112	0,046	0,111	0,154	0,123	0,366	0,227	0,1057	0,083	0,1596	0,128	
1,6	0,0906	0,0862	0,0251	0,0780	—	—	0,0658	0,109	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
1,7	0,0964	0,0908	0,0260	0,0799	—	—	0,0730	0,112	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
1,8	0,1017	0,0948	0,0267	0,0812	—	—	0,0799	0,115	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
1,9	0,1064	0,0985	0,0272	0,0822	—	—	0,0863	0,117	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
2,0	0,1106	0,1017	0,0277	0,0829	0,0284	0,084	0,0987	0,119	0,101	0,122	0,053	0,122	0,164	0,131	0,635	0,319	0,0775	0,060	0,1646	0,132	
3	0,1336	0,1189	—	—	—	—	0,1276	0,125	—	—	—	—	0,166	0,133	1,03	0,428	—	—	0,1660	0,133	
4	0,1400	0,1235	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
5	0,1416	0,1246	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
∞	0,1422	0,1250	0,0284	0,0833	0,0284	0,0833	0,1422	0,125	0,142	0,125	0,057	0,125	0,166	0,133	1,37	0,500	—	—	0,1662	0,133	

**Anexo 15.** Tabla de valores de orientación para  $f_L$

**Máquinas para la fabricación de plásticos**

Prensas de extrusión por tornillo sinfin

3 ... 3,5

Presión máxima de prensado; velocidad en servicio; en máquinas para prensado termoplástico debe comprobarse también la capacidad de carga estática

Calandras para goma y plásticos

3,5 ... 4,5

Presión media de laminado; velocidad media; (temperatura)

**Fuente:**(FAG, 2022)

## Anexo 16. Características del rodamiento 31311



**SKF**

### 31311

#### Rodamiento de una hilera de rodillos cónicos

Los rodamientos de una hilera de rodillos cónicos están diseñados para admitir cargas radiales y axiales combinadas, y proporcionar una baja fricción durante el funcionamiento. El aro interior, con rodillos y jaula, puede montarse por separado del aro exterior. Estos componentes desmontables e intercambiables facilitan el montaje, el desmontaje y el mantenimiento. Al montar un rodamiento de una hilera de rodillos cónicos contra otro y aplicar una precarga, se puede conseguir una aplicación de rodamiento rígida.

- Alta capacidad de carga radial y axial
- Soportan cargas axiales en un sentido
- Baja fricción y larga vida útil
- Componentes desmontables e intercambiables

#### Overview

##### Dimensiones

Ancho del aro exterior	21 mm
Ancho del aro interior	29 mm
Ancho total	31.5 mm
Diámetro exterior	120 mm
Diámetro interno	55 mm
Ángulo de contacto	28.811 °

##### Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	149 kN
Capacidad de carga estática básica	137 kN
Clase de rendimiento SKF	SKF Explorer
Velocidad de referencia	4 300 r/min
Velocidad límite	5 600 r/min

**Fuente:** (Skf, 2022)

**Anexo 17.** Capacidad dinámica y estática del rodamiento seleccionado

Eje	Dimensiones									Peso kg	Capacidad · Factor de carga					Velocidad límite min <sup>-1</sup>	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	
	d	D	B	C	T	r <sub>12</sub> , r <sub>22</sub> mm	r <sub>35</sub> , r <sub>45</sub> mm	a mm	J mm		C	e	Y	C <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>			Roda- miento FAG	DIN ISO 355
55	55	90	23	17,5	23	1,5	1,5	20	75,8	0,64	81,5	0,41	1,48	118	0,81	7000	4300	32011X	T3CC055
	55	90	27	21	27	1,5	1,5	19	74,2	0,673	93	0,31	1,92	143	1,06	7000	4000	33011	T2CE055
	55	95	30	23	30	1,5	1,5	22	76,2	0,894	114	0,37	1,6	163	0,88	6700	4000	33111	T3CE055
	55	100	21	18	22,75	2	1,5	21	75,3	0,804	91,5	0,4	1,48	108	0,81	6700	4800	30211A	T3DB055
	55	100	25	21	26,75	2	1,5	23	76,2	0,872	110	0,4	1,48	137	0,81	6700	4300	32211A	T3DC055
	55	100	35	27	35	2	1,5	26	78,8	1,17	137	0,4	1,5	196	0,83	6700	4000	33211	T3DE055
	55	115	31	23,5	34	3	3	40	89,3	1,8	129	0,87	0,89	166	0,38	5600	4800	T7FC055	T7FC055
	55	120	29	25	31,5	2,5	2	25	84,7	1,8	163	0,35	1,74	176	0,96	6000	4500	30311A	T2FB055
	55	120	29	21	31,5	2,5	2	39	88	1,57	125	0,83	0,73	140	0,4	5600	4500	31311A	T7FB055
	55	120	43	35	45,5	2,5	2	30	85	2,33	212	0,35	1,74	270	0,96	6000	4300	32311A	T2FD055
	55	120	43	35	45,5	2,5	2	36	89,6	2,47	196	0,55	1,1	270	0,6	5600	4300	32311B	T5FD055

Fuente:(FAG, 2022)

**Anexo 18.** Tabla de valores de fuerza tangencial  $f_z$

Transmisiones por correa y cable	Fuerza tangencial · $f_z$ (debido a la precarga y a los golpes)
Transmisión por cadena	$f_z = 1,5$
Correas trapeziales	$f_z = 2 \dots 2,5$
Correas de fibra	$f_z = 2 \dots 3$
Correas de cuero	$f_z = 2,5 \dots 3,5$
Bandas de acero	$f_z = 3 \dots 4$
Correas-cadena	$f_z = 1,5 \dots 2$

Fuente:(FAG, 2022)

**Anexo 19.** Selección del factor  $f_0$  para rodamientos rígidos de bolas de acuerdo al diámetro del eje

**Tabla 68.** Factor  $f_0$  para rodamientos rígidos de bolas

Número característico del agujero	Factor $f_0$								
	Serie de rodamientos		161	60	62	622	63	623	64
	618	160							
3					12,9				
4					12,2		13,2		
5					13,2		13		
6					13				
7				13	12,4				
8				12,4	13				
9				13	12,4				
00			12,4	12,4	12,1	12,1	11,3		
01			13	13	12,3	12,2	11,1		
02		13,9		13,9	13,1	13,1	12,1	12,1	
03		14,3		14,3	13,1	13,1	12,3	12,2	12,4
04		14,9		13,9	13,1	13,1	12,4	12,1	11
05		15,4		14,5	13,8	13,8	12,4	12,4	12,1
06		15,2		14,8	13,8	13,8	13	13	12,2
07		15,6		14,8	13,8	13,8	13,1	13,1	12,1
08		16		15,3	14	14	13	13	12,2
09		15,9		15,4	14,3	14,1	13	13	12,1
10		16,1		15,6	14,3	14,3	13	13	13,1
11		16,1		15,4	14,3		12,9		13,2
12		16,3		15,5	14,3		13,1		13,2

**Fuente:**(FAG, 2022)

**Anexo 20.** Rodamiento de bolas seleccionado

**Tabla 69.** Rodamientos FAG rígidos de bolas.

55	55	90	11	0,6	78		67,1	0,266	19,3	16,3	18000	7000	6011
	55	90	18	1,1	78,9	81,5	66,2	0,397	28,5	21,2	18000	9500	6011
	55	90	18	1,1	78,9	81,5	66,2	0,403	28,5	21,2	18000	9500	S6011.W203B
	55	90	18	1,1	78,9	81,5	66,2	0,408	28,5	21,2	7500	9500	6011.2ZR
	55	90	18	1,1	78,9	81,5	66,2	0,41	28,5	21,2	5000		6011.2RSR
	55	100	21	1,5	86,1	88,2	68,7	0,616	43	29	16000	8500	6211
	55	100	21	1,5	86,1	88,2	68,7	0,617	43	29	16000	8500	S6211.W203B
	55	100	21	1,5	86,1	88,2	68,7	0,632	43	29	6700	8500	6211.2ZR
	55	100	21	1,5	86,1	88,2	68,7	0,632	43	29	4300		6211.2RSR
	55	120	29	2	100,9	104,3	75,2	1,39	76,5	47,5	13000	9000	6311
	55	120	29	2	100,9	104,3	75,2	1,43	76,5	47,5	5300	9000	6311.2ZR
	55	120	29	2	100,9	104,3	75,2	1,43	76,5	47,5	3600		6311.2RSR
	55	140	33	2,1	117,5	122,2	88,6	1,38	93	60	11000	8500	6411

**Fuente:**(FAG, 2022)

**Anexo 21.** Selección de los factores radiales y axiales para rodamiento de bolas

**Tabla 70** Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas														
	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamiento C4						
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

**Fuente:**(FAG, 2022)

## Anexo 22. Soporte de pie elegido para el rodamiento cónico



### SYNT 55 FTS

Unidades de rodamientos de rodillos con soporte de pie

[BUSCAR UN DISTRIBUIDOR](#)

**Figura 122.** Soporté de pie para rodamiento de rodillos cónicos.

## Anexo 23. Soporte de pie elegido para el rodamiento de bolas

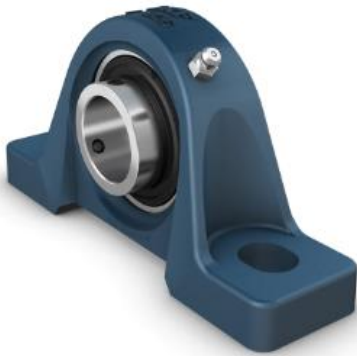


Image may differ from product. See the technical specification for details.

### UCP 211/H

Unidad de rodamientos de bolas con soporte de pie con aro interior prolongado y fijación con tornillos, fundición, normas japonesas

Las unidades de rodamientos de bolas con soporte de pie están formadas por un rodamiento de inserción montado en un soporte de fundición que puede atornillarse a una superficie de apoyo. Esta versión es fuerte y rígida, y es adecuada para aplicaciones con sentidos de giro constantes y alternados. Tiene un aro interior prolongado en ambos lados, y se fija en el eje ajustando un tornillo de fijación en el aro interior, lo que la hace fácil de montar.

- Fuertes
- Diseñados para una rotación constante y alternada
- Listos para montar
- Rodamiento lubricado y sellado
- Fijación rápida en el eje
- Rentables

**Figura 123.** Soporté de pie para rodamiento de bolas.

**Fuente:**(FAG, 2022)





**Anexo 25.** Propiedades mecánicas para una barra cuadrada acero A36

**Barra Cuadrada  
Acero A36**



Diámetro		Peso Teórico	
mm	pulg	kg/m	kg/6m
6	1/4"	0.317	1.899
10	3/8"	0.713	4.277
12	1/2"	1.285	7.711
15	5/8"	1.983	11.901
18	3/4"	2.849	17.093
22	7/8"	3.878	23.265
24.5	1"	5.065	30.387

**BARRA CUADRADA A36**

Las barras cuadradas laminadas en caliente (LAC), con superficies lisas. Son ampliamente utilizadas para toda la fabricación en general y reparaciones en el mantenimiento industrial, implementos agrícolas, equipos de transporte, trabajo ornamental, fabricación de muebles, cerrajería ornamental, rejas, ejes industriales, pernos especiales, etc.

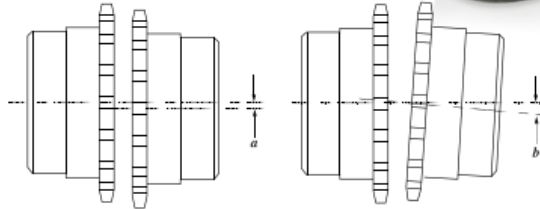
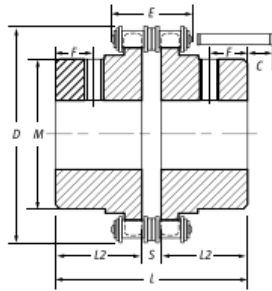
Especificaciones: ASTM A36, AISI A36  
Fácil de soldar, cortar, dar forma y maquinar.  
Longitud 6 metros.

Propiedades Mecánicas	Propiedades Mecánicas	
	Límite de Fluencia (kg/cm <sup>2</sup> ) min.	2530
	Resistencia a la Tracción (kg/cm <sup>2</sup> )	4080-5620
Alargamiento en 200 mm	20.0% mínimo	

**Fuente:** (Dipac, 2022)

## Anexo 26. Dimensiones de acoples

### Dimensiones



**IMPORTANTE**

Asegúrese de no exceder las RPM máximas de cada acople.

Unidades en milímetros (mm)

Ref.	Diam. de eje piloto	Eje máx. permisible	E	D	M	L	L2	S	C	F	Desalineamiento máximo permisible		RPM máx. sin carcasa	RPM máx. con carcasa oleactuante	Peso aprox. kg
											Paralelo <i>a</i>	Angular <i>b</i> (Grados)			
A40-14	9	28	33.1	69	43	79.4	36	7.4	10	16	0.27	2°	1.200	4.800	1.1
A40-16	13	32	33.1	77	50	87.4	40	7.4	6	20	0.27	2°	1.000	4.500	1.6
A50-16	13	40	41.0	96	60	99.7	45	9.7	12	21	0.30	2°	800	4.000	2.8
A50-18	13	45	41.0	107	70	99.7	45	9.7	12	21	0.30	2°	800	3.600	3.6
A60-18	18	56	51.1	128	85	123.5	56	11.5	15	26	0.35	2°	600	3.000	6.5
A60-22	18	71	51.1	152	110	123.5	56	11.5	15	26	0.35	2°	500	2.500	10.3

Fuente:(Intermec, 2024a); página 2.

**Anexo 27.** Propiedades mecánicas de la plancha de acero ASTM A36

## Planchas de Acero ASTM A36



### PLANCHAS DE ACERO A36

Planchas de acero, también conocido como laminado en caliente (LAC) de acero en calidad A36. La plancha es una placa de acero estructural utilizado para la construcción en general y aplicaciones industriales.

Especificaciones: ASTM A36, AISI A36

Fácil de soldar, cortar, dar forma y maquinar.

Se mide en espesor x ancho x largo

<b>Propiedades Mecánicas</b>	Límite de Fluencia (kg/mm <sup>2</sup> )	24 min.
	Resistencia a la Tracción (kg/mm <sup>2</sup> )	41 min
	Alargamiento (%) en 50 mm	18 min.

NORMA TÉCNICA	GRADO B				
	C	Mn	P	S	Si
A36	0.25	0.8-1.2 máx	0.040 máx	0.050 máx	0.40 máx

Espesor		Ancho		Largo		Peso Teórico
mm	pulg	mm	pie	mm	pie	Kg/plancha
1.5	1/16"	1200	4	2400	8	33.91
2.0	5/64"	1200	4	2400	8	44.05
2.5	3/32"	1200	4	2400	8	55.55
2.9	1/8"	1200	4	2400	8	67.08
3.0	1/8"	1200	4	2400	8	67.08
		1500	5	3000	10	109.2
4.4	3/16"	1200	4	2400	8	99.48
4.5	3/16"	1200	4	2400	8	100.50
		1500	5	3000	10	164.5
5.9	1/4"	1200	4	2400	8	133.39
6.0	1/4"	1200	4	2400	8	134.81
		1500	5	3000	10	212.00
		1500	5	6000	20	423.90
7.9	5/16"	1200	4	2400	8	178.34
8.0	5/16"	1200	4	2400	8	180.60
		1500	5	6000	20	565.20
		2400	8	6000	20	904.32
8.9	3/8	1200	4	2400	8	201.00
9.0	3/8"	1200	4	2400	8	203.26
		1500	5	3000	10	318.00
		1500	5	6000	20	635.85
		2400	8	6000	20	10173.36
11.9	1/2"	1200	4	2400	8	278
12.0	1/2"	1200	4	2400	8	279.90
		1500	5	3000	10	424.00
		1500	5	6000	20	847.80
		2400	8	6000	20	1356.48
		3000	10	6000	20	1695.60
16	5/8"	1200	4	2400	8	363.74
		1500	5	6000	20	1130.40
		2400	8	6000	20	1808.64
		3000	10	6000	20	2260.80
19	3/4"	1200	4	2400	8	433.60
		1500	5	3000	10	671.175
		1500	5	6000	20	1342.35
		2400	8	6000	20	2147.76
25	1"	3000	10	6000	20	2684.70
		1500	5	6000	20	1766.25
		2400	8	6000	20	2826.00
32	1 1/4"	3000	10	6000	20	3532.50
		1500	5	6000	20	2260.80
		2400	8	6000	20	3617.28
38	1 1/2"	3000	10	6000	20	4521.60
		1500	5	6000	20	2684.70
		2400	8	6000	20	4295.52
50	2"	3000	10	6000	20	5369.40
		1500	5	6000	20	3532.50
		2400	8	6000	20	5652.00
		3000	10	6000	20	7065.00

\* Equivalencias de conversión son aproximadas.

\* Fotos y datos referenciales. No aceptamos responsabilidad por usos incorrectos o mal interpretaciones de estos datos.

# PLANCHA LAMINADA ASTM A-36

Estado de Suministro: Laminado

Tolerancia: ASTM A6

## ■ Características

Acero estructural de buena soldabilidad, adecuado para la fabricación de vigas soldadas para edificios, estructuras remachadas, y atornilladas, bases de columnas, piezas para puentes y depósitos de combustibles.

## ■ Aplicaciones

Construcción de puentes, estanques, estructuras para industrias, edificios, torres y aplicaciones estructurales en general.



Mínimo Radio Interior de Plegado en Frio (**)		
Velocidad	Carga Presión	Lubricación
Baja	Alta	Forzada

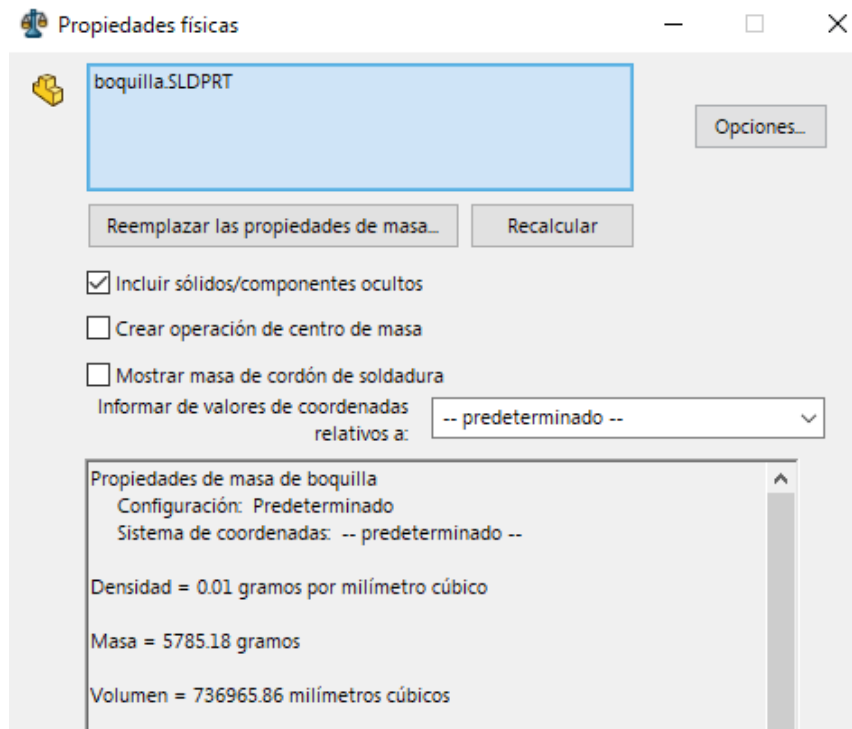
(\*\*) Los parámetros de plegado indicados son perpendiculares al sentido de laminación de la placa.

Propiedades Mecánicas				
Esfuerzo Fluencia		Esfuerzo Tracción		Elongación (mín.) %
(Kg / mm <sup>2</sup> )	MPa	(Kg / mm <sup>2</sup> )	MPa	
25,5 (mín.)	250 (mín.)	40,8 (mín.)	400 (mín.)	20 (mín.)

Composición Química				
% C	% Mn	% Si	% P	% S
≤ 0,29	0,80 - 1,20	≤ 0,40	≤ 0,04	≤ 0,05

Fuente:(DismetaL, 2022)

## Anexo 28. Volumen de la boquilla del diseño



**Figura 124** *Propiedades físicas de la boquilla de la extrusora.*

**Anexo 29.** Propiedades mecánicas del acero estructural ASTM - A36

**Tabla 72.** Propiedades típicas de materiales seleccionados usados en ingeniería

(Unidades SI)

Material	Densidad, kg/m <sup>3</sup>	Resistencia última			Cedencia <sup>3</sup>		Módulo de elasticidad, GPa	Módulo de rigidez, GPa	Coeficiente de expansión térmica, 10 <sup>-6</sup> /°C	Ductilidad, porcentaje de elongación en 50 mm
		Tensión, MPa	Compresión, <sup>2</sup> MPa	Cor-tante, MPa	Tensión, MPa	Cor-tante, MPa				
<b>Acero</b>										
Estructural (ASTM-A36)	7 860	400			250	145	200	77.2	11.7	21
Alta resistencia-aleación baja										
ASTM-A709 Grado 345	7 860	450			345		200	77.2	11.7	21
ASTM-A913 Grado 450	7 860	550			450		200	77.2	11.7	17
ASTM-A992 Grado 345	7 860	450			345		200	77.2	11.7	21
<b>Templado</b>										
ASTM-A709 Grado 690	7 860	760			690		200	77.2	11.7	18
<b>Inoxidable, AISI 302</b>										
Laminado en frío	7 920	860			520		190	75	17.3	12
Recocido	7 920	655			260	150	190	75	17.3	50
<b>Acero de refuerzo</b>										
Resistencia media	7 860	480			275		200	77	11.7	
Alta resistencia	7 860	620			415		200	77	11.7	

**Fuente:**(Beer & Johnston, 2020) extracto del apéndice B de la página 747.

**Anexo 30.** Factor de la condición superficial de Marín seleccionado

**Tabla 73.** Parámetro en el factor de la condición superficial de Marín.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S <sub>uti</sub> , kpsi	S <sub>uti</sub> , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

**Fuente:**(Shigley - R. Budynas, 2008); página 274.

**Anexo 31.** Factor de confiabilidad a fatiga

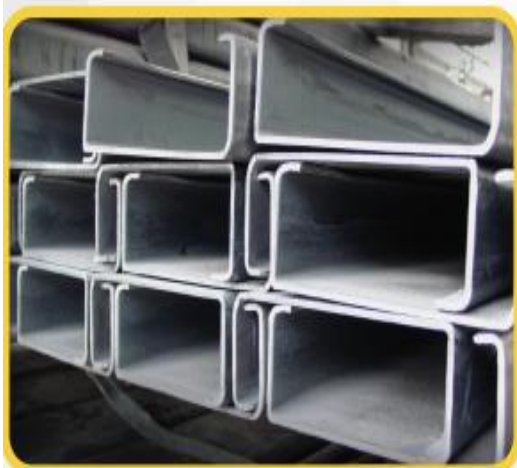
**Tabla 74.** Factores de confiabilidad correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z <sub>α</sub>	Factor de confiabilidad k <sub>e</sub>
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

**Fuente:**(Shigley - R. Budynas, 2008) página 279


Anexo 32. Especificaciones generales del perfil estructural correa “G”

## PERFILES ESTRUCTURALES CORREAS “G”



### Especificaciones Generales:

<b>Norma:</b>	NTE INEN 1623
<b>Calidad:</b>	ASTM A36 - SAE J 403 1008
<b>Largo Normal:</b>	6.00m y medidas especiales
<b>Espesores:</b>	Desde 2mm - 12mm
<b>Acabado:</b>	Acero negro y galvanizado



Designación	Dimensiones				Masa Kg/m	A cm <sup>2</sup>	d1 cm	Momento de inercia		Módulo resistente		Radio de giro	
	h	b	c	e				Ix	Iy	Wx	Wy	ix	iy
	mm	mm	mm	mm				cm <sup>4</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm
G 60x30x10x2	60	30	10	2	1,96	2,54	1,44	14,88	5,28	4,9	2,74	2,42	1,44
G 80x40x15x2	80	40	15	2	2,75	3,54	1,46	35,25	8,07	8,81	3,18	3,16	1,51
G 80x40x15x3	80	40	15	3	3,95	5,11	1,46	49,04	10,85	12,26	4,27	3,1	1,46
G 80x50x15x2	80	50	15	2	3,06	3,88	1,46	41,11	13,55	10,28	4,34	3,23	1,88
G100x50x15x2	100	50	15	2	3,38	4,34	1,73	69,24	14,98	13,85	4,57	4,00	1,86
G100x50x15x3	100	50	15	3	4,89	6,31	1,72	97,78	20,51	19,56	6,25	3,94	1,8
G100x50x15x4	100	50	15	4	6,29	8,15	1,71	122,5	24,85	24,49	7,55	3,88	1,75
G100x50x20x4	100	50	20	4	6,60	8,55	1,85	126,7	28,5	25,34	9,05	3,85	1,83
G100x50x25x5	100	50	25	5	8,35	10,86	1,98	152,51	36,52	30,5	12,09	3,75	1,83
G125x50x15x2	125	50	15	2	3,77	4,84	1,56	116,4	16,16	18,63	4,69	4,91	1,83
G125x50x15x3	125	50	15	3	5,48	7,06	1,55	165,5	22,16	26,48	6,43	4,84	1,77

Fuente: (Dipac, 2022)



**Anexo 33.** Espesor de la arandela seleccionada para el perno

**Tabla 75.** Dimensiones de arandelas métricas sencillas (todas las dimensiones están en milímetros)

Tamaño de la arandela*	DI mínimo	DE máximo	Espesor máximo
10 N	10.85	20.00	2.30
10 R	10.85	28.00	2.80
10 W	10.85	39.00	3.50
12 N	13.30	25.40	2.80
12 R	13.30	34.00	3.50
12 W	13.30	44.00	3.50
14 N	15.25	28.00	2.80
14 R	15.25	39.00	3.50
14 W	15.25	50.00	4.00
16 N	17.25	32.00	3.50
16 R	17.25	44.00	4.00
16 W	17.25	56.00	4.60
20 N	21.80	39.00	4.00
20 R	21.80	50.00	4.60
20 W	21.80	66.00	5.10

Nota: N = angosta; R = regular; W = ancha.

\* Igual que el tamaño del tornillo o perno.

**Fuente:**(Shigley - R. Budynas, 2008); página 1021

**Anexo 34.** Tuerca seleccionada para el perno

**Tabla 76.** Dimensiones de roscas hexagonales

Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa ranurada	Contra-tuerca
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
1	$1\frac{1}{2}$	$\frac{55}{64}$	1	$\frac{35}{64}$
$1\frac{1}{8}$	$1\frac{11}{16}$	$\frac{31}{32}$	$1\frac{5}{32}$	$\frac{39}{64}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{23}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$1\frac{11}{64}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{25}{32}$
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{9}{32}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{27}{32}$

Tamaño nominal , mm				
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
M8	13	6.8	7.5	4.0
M10	16	8.4	9.3	5.0
M12	18	10.8	12.0	6.0
M14	21	12.8	14.1	7.0
M16	24	14.8	16.4	8.0

**Fuente:**(Shigley - R. Budynas, 2008); página 1019

**Anexo 35.** Longitud estandarizada para tornillos

**Tabla 77.** Longitud de tornillos.

Milímetros	
0.05, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.16, 0.20, 0.25, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.70, 0.80, 0.90, 1.0, 1.1, 1.2, 1.4, 1.5, 1.6, 1.8, 2.0, 2.2, 2.5, 2.8, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5, 5.0, 5.5, 6.0, 6.5, 7.0, 8.0, 9.0, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180, 200, 250, 300	

**Fuente:**(Shigley - R. Budynas, 2008); página 999

**Anexo 36.** Área de esfuerzo ( $A_t$ ) a la tensión del perno

**Tabla 78.** Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino\*

Diámetro mayor nominal $d$ , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso $p$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>	Paso $p$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157

**Fuente:**(Shigley - R. Budynas, 2008); página 394

**Anexo 37.** Módulo de elasticidad para el acero.








**Tabla 79.** Parámetros de la rigidez de varios materiales

Material usado	Relación de Poisson	Módulo de elasticidad,			
		GPa	Mpsi	A	B
Acero	0.291	207	30.0	0.787 15	0.628 73
Aluminio	0.334	71	10.3	0.796 70	0.638 16
Cobre	0.326	119	17.3	0.795 68	0.635 53
Hierro fundido gris	0.211	100	14.5	0.778 71	0.616 16
Expresión general				0.789 52	0.629 14

**Fuente:**(Shigley - R. Budynas, 2008); página 412

**Anexo 38.** Propiedades mecánicas de acuerdo a la clase de tornillo

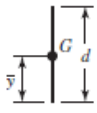
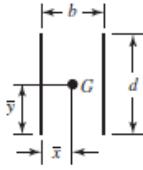
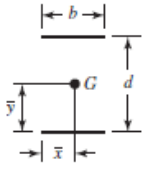
**Tabla 80.** Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero\*

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la tensión, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la fluencia, <sup>†</sup> MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

**Fuente:**(Shigley - R. Budynas, 2008); página 416.

**Anexo 39.** Tipo de soldadura seleccionada para los componentes

**Tabla 81.** Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
1. 	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
2. 	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
3. 	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$

**Fuente:**(Shigley - R. Budynas, 2008) página 466

**Anexo 40.** Resistencia a la tensión y la fluencia del electrodo seleccionado

**Tabla 82.** Propiedades mínimas del metal de aporte

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

**Fuente:**(Shigley - R. Budynas, 2008) página 468.

**Anexo 41.** Consideraciones para el cálculo del factor de de seguridad estático

**Factor de seguridad estático**

**Tabla 22.** Características del factor de seguridad  $n_{sx}$

Características		B =			
		mb	b	r	p
A = mb	m	1,1	1,3	1,5	1,7
	b	1,2	1,45	1,7	1,95
	r	1,3	1,6	1,9	2,2
	p	1,4	1,75	2,1	2,45
A = b	m	1,3	1,55	1,8	2,05
	b	1,45	1,75	2,05	2,35
	r	1,6	1,95	2,3	2,65
	p	1,75	2,15	2,55	2,95
A = r	m	1,5	1,8	2,1	2,4
	b	1,7	2,05	2,4	2,75
	r	1,9	2,3	2,7	3,1
	p	2,1	2,55	3,0	3,45
A = p	m	1,7	2,15	2,4	2,75
	b	1,95	2,35	2,75	3,45
	r	2,2	2,65	3,1	3,55
	p	2,45	2,95	3,45	3,95

$n_{sx} = 1.45$

**A=** Por el tipo de material que es un acero de alta calidad y que el mantenimiento no es tan riguroso se lo categorizo como muy bueno.

**B=** Se lo categoriza como bueno dado que se cuenta con un control al momento de ingresar el material es decir la materia prima (arcilla) es previamente cernida para evitar piedras.

**C=** Para encontrar el torque de

la máquina se tomó la metodología propuesta por Martin para transportadores sin fin debido a que el sistema de mezclado tiene una estructura similar como también múltiples diseñadores toman como base esta metodología la cual se lo categoriza como bueno.

Características		D =		
		ns	s	ms
E =	ns	1,0	1,2	1,4
	s	1,0	1,3	1,5
	ms	1,2	1,4	1,6

$n_{sy} = 1.2$

**E=** El impacto económico es no serio dado que este trabajo se lo puede realizar manualmente.

**D=** El peligro del personal es inminente dado que la máquina no tendra una protección en la transmisión motor – caja reductora de velocidad.

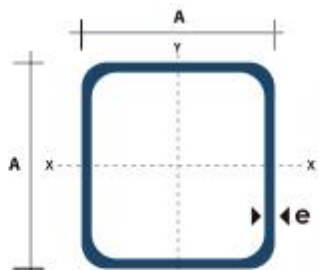
$f_{sd} = 1.45 * 1.2 = 1.74$

Anexo 42. Especificaciones generales del tubo estructural cuadrado de acero negro

## TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

**Especificaciones Generales:**

<b>Norma:</b>	NTE INEN 2415
<b>Calidad:</b>	SAE J 403 1008
<b>Acabado:</b>	Acero negro o Galvanizado
<b>Largo Normal:</b>	6.00m y medidas especiales
<b>Dimensiones:</b>	Desde 20mm a 100mm
<b>Espesores:</b>	Desde 1.20mm a 5.00mm

Dimensiones			Área cm <sup>2</sup>	Ejes X-Xe Y-Y		
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m		I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm <sup>3</sup>
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74
20	2.0	1.15	1.34	0.69	0.69	0.72
25	1.2	0.90	1.14	1.08	0.87	0.97
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.97	0.95
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.92
30	1.2	1.09	1.38	1.91	1.28	1.18
30	1.5	1.35	1.65	2.19	1.46	1.15
30	2.0	1.78	2.14	2.71	1.81	1.13
40	1.2	1.47	1.80	4.38	2.19	1.25
40	1.5	1.82	2.25	5.48	2.74	1.56
40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.46	1.54
40	3.0	3.54	4.44	10.20	5.10	1.52
50	1.5	2.29	2.85	11.06	4.42	1.97
50	2.0	3.03	3.74	14.13	5.65	1.94

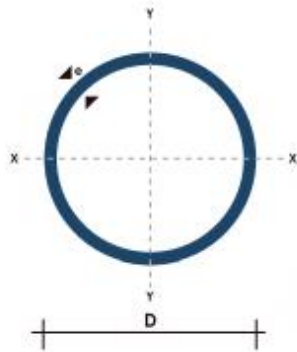
Fuente: (Dipac, 2022)

**Anexo 43.** Especificaciones generales del tubo estructural redondo de acero negro

## TUBO ESTRUCTURAL REDONDO

### Especificaciones Generales:

<b>Norma:</b>	NTE INEN 2415
<b>Calidad:</b>	SAE J 403 1008
<b>Acabado:</b>	Acero negro o galvanizado
<b>Largos:</b>	6.00m y medidas especiales
<b>Dimensiones:</b>	Desde 7/8" a 3"
<b>Espesores:</b>	Desde 1.50mm a 3.00mm



(D) Diámetro	Espesor	Peso	Área	I	W	i
Pulgadas	mm	Kg/m	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>
7/8"	1.50	0.77	0.98	0.53	0.47	0.73
1"	1.50	0.88	1.13	0.81	0.64	0.85
1 1/4"	1.50	1.12	1.43	1.63	1.03	1.07
1 1/2"	1.50	1.35	1.72	2.89	1.52	1.30
1 3/4"	1.50	1.59	2.02	4.67	2.10	1.52
2"	1.50	1.82	2.32	7.06	2.78	1.74
2 1/2"	1.50	2.29	2.92	14.05	4.42	2.19
3"	1.50	2.76	3.52	24.56	6.45	2.64
1"	2.00	1.15	1.47	1.01	0.80	0.83
1 1/4"	2.00	1.47	1.87	2.08	1.31	1.05
1 1/2"	2.00	1.78	2.27	3.71	1.95	1.29
1 3/4"	2.00	2.09	2.67	6.02	2.71	1.50
2"	2.00	2.41	3.07	9.14	3.60	1.73
2 1/2"	2.00	3.03	3.86	18.29	5.76	2.18
3"	2.00	3.66	4.66	32.11	8.43	2.62
2"	3.00	3.54	4.51	12.92	5.09	1.69
2 1/2"	3.00	4.48	5.70	26.15	8.24	2.14

**Fuente:** (Dipac, 2022)



## English Speak Up Center


Nosotros "English Speak Up Center"

CERTIFICAMOS que

La traducción del resumen de Tesis titulada "DISEÑO DE UNA MÁQUINA EXTRUSORA DE ARCILLA PARA LA FABRICACIÓN DE LADRILLO DE CARA VISTA." documento adjunto solicitado por el señor Jefferson Dalton Vargas Castillo con cédula de ciudadanía número 1106029893 ha sido realizada por el Centro Particular de Enseñanza de Idiomas "English Speak Up Center"

Esta es una traducción textual del documento adjunto. El traductor es competente y autorizado para realizar traducciones.

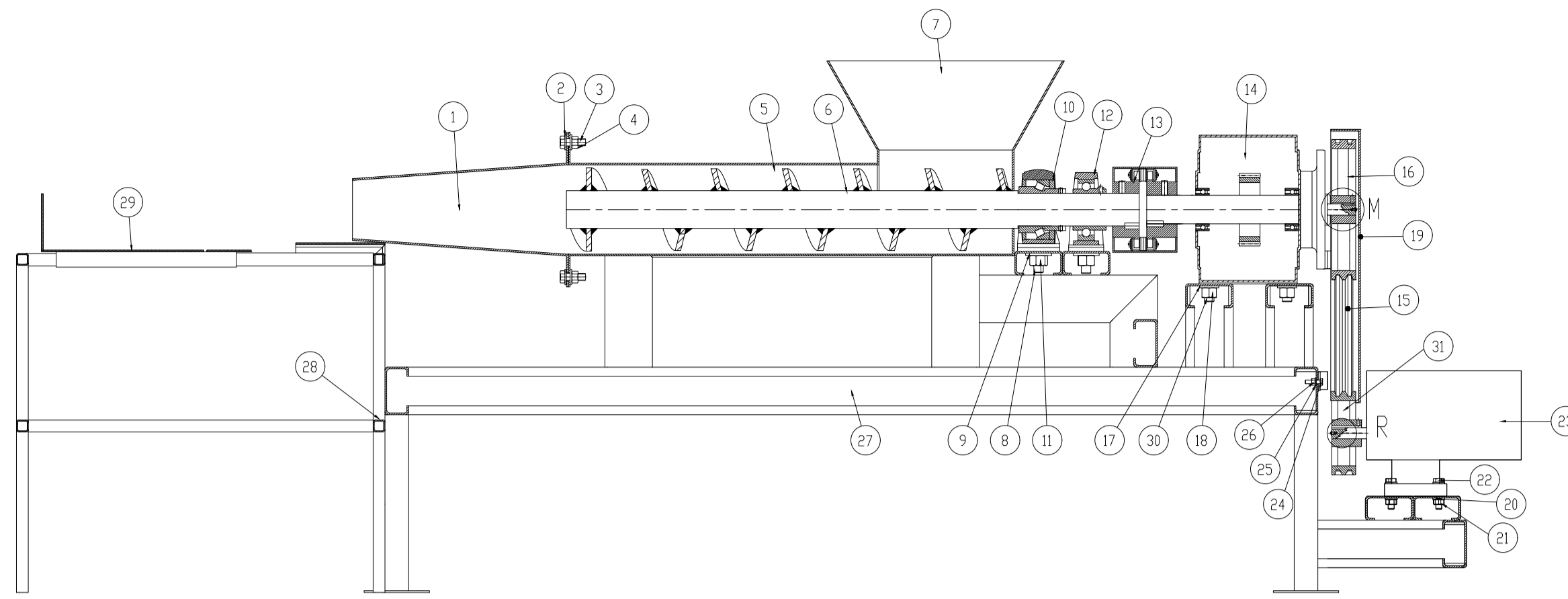
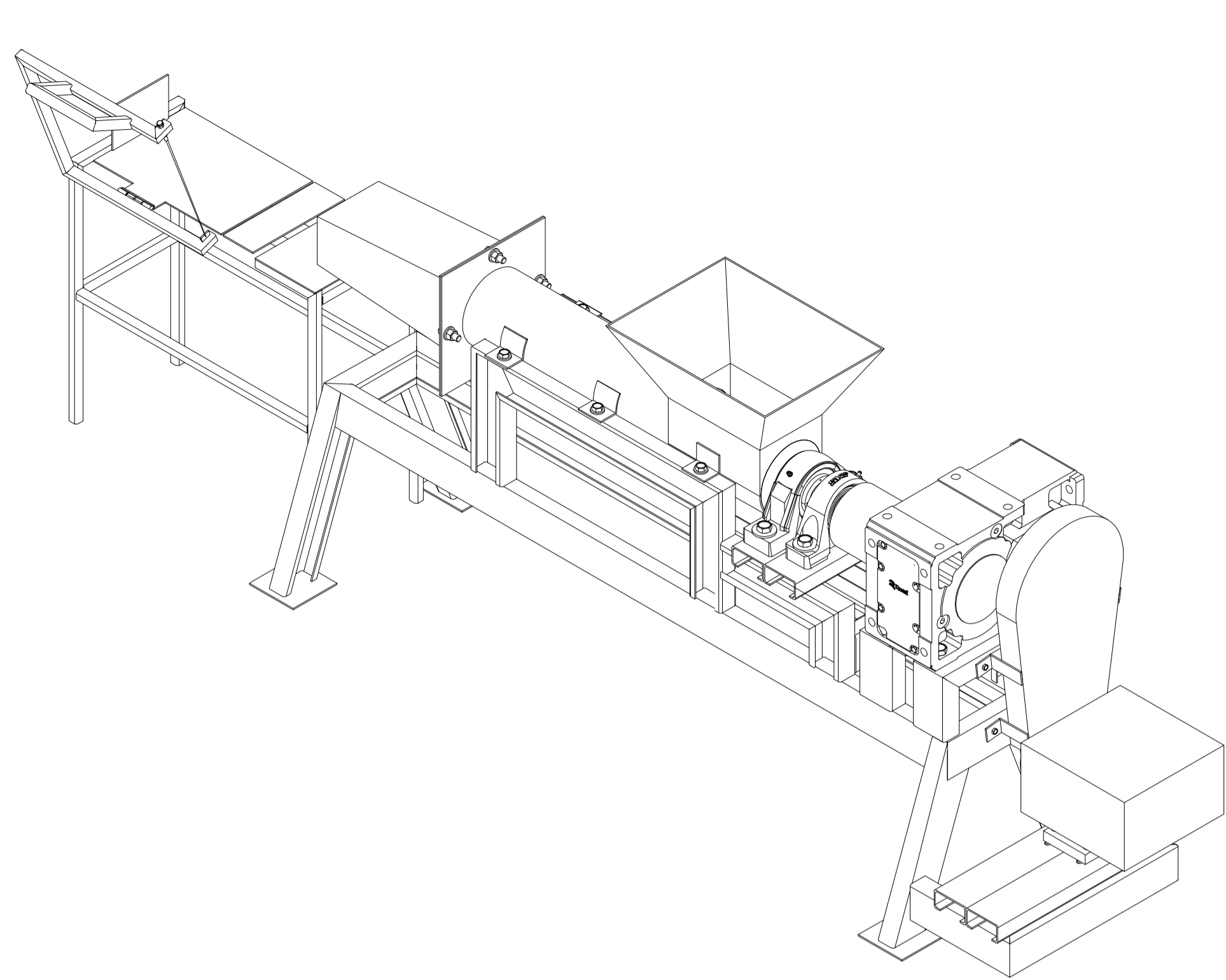
Loja, 7 de marzo de 2023

  
Mg. Sc. Elizabeth Sánchez Burneo  
DIRECTORA ACADÉMICA

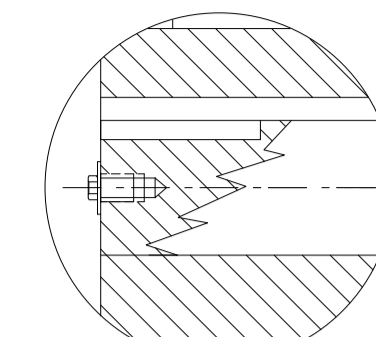
DIRECCION: SUCRE 207 46 ENTRE AZUAY Y MIGUEL RIOFRIO

TELÉFONO: 099 5263 264

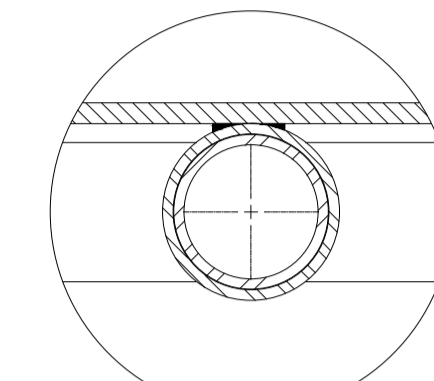
16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1



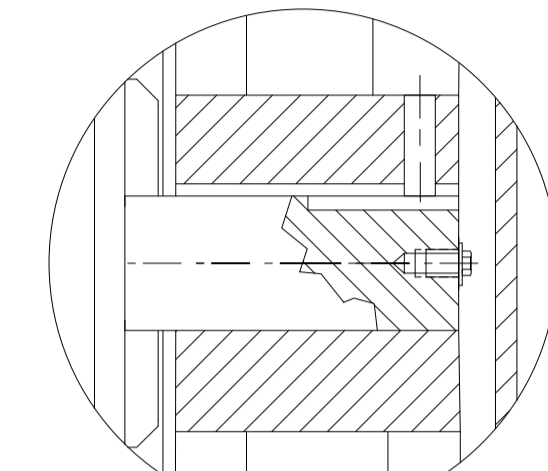
CORTE E-E



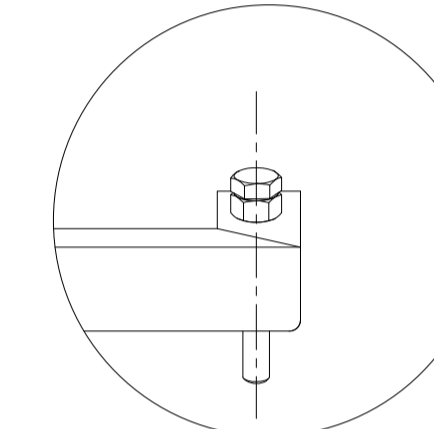
DETALLE R  
ESCALA 1:1



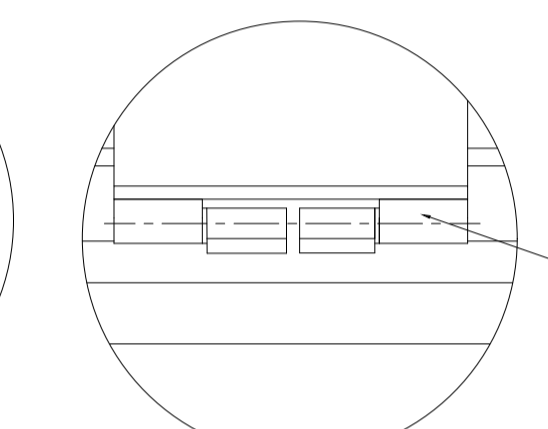
DETALLE L  
ESCALA 1:1



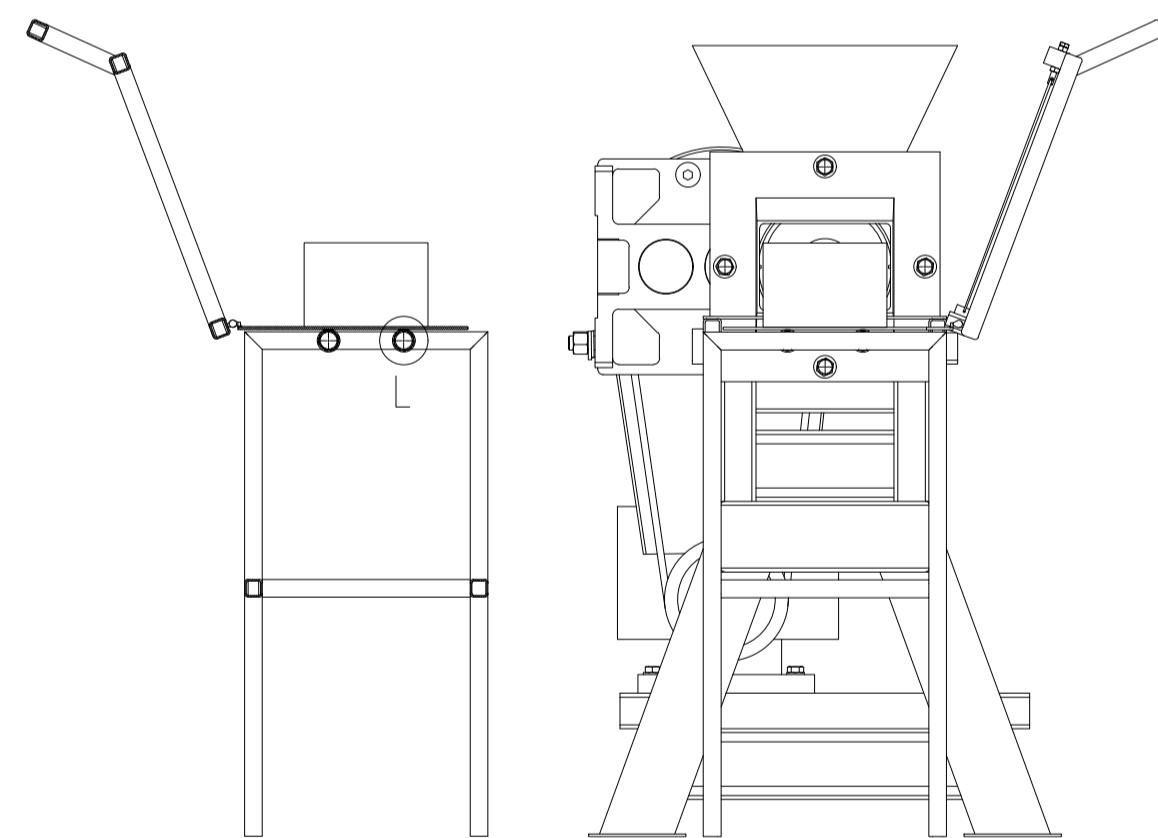
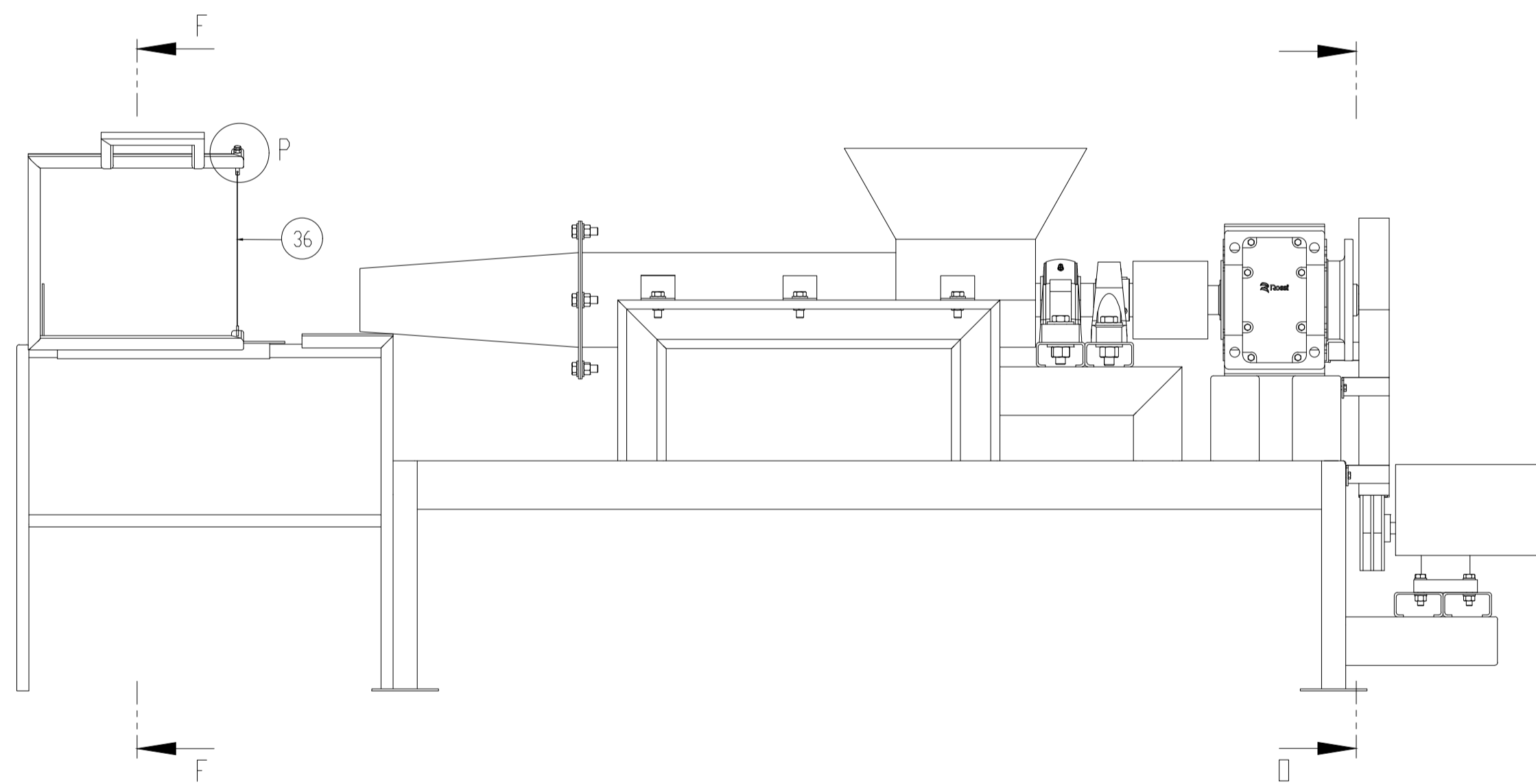
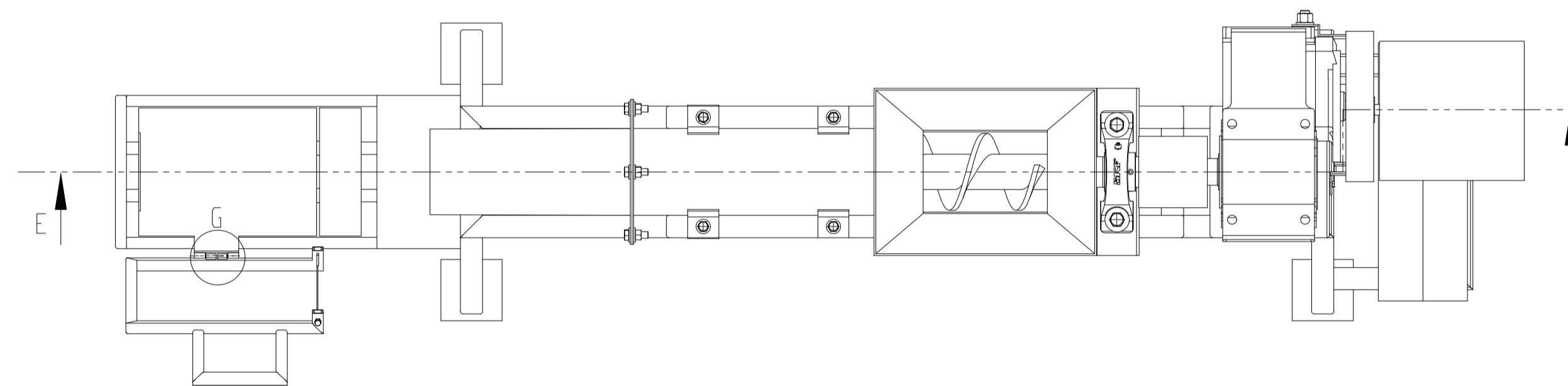
DETALLE M  
ESCALA 1:1



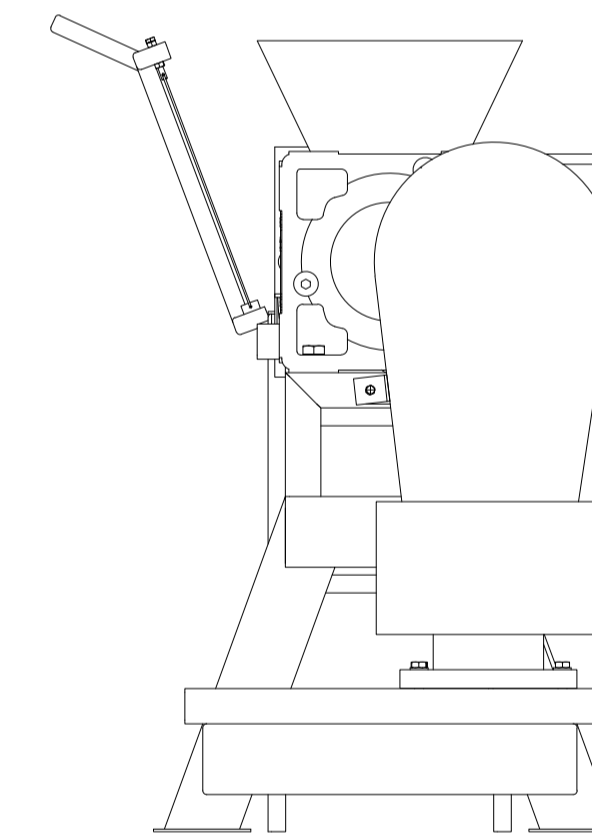
DETALLE P  
ESCALA 1:2



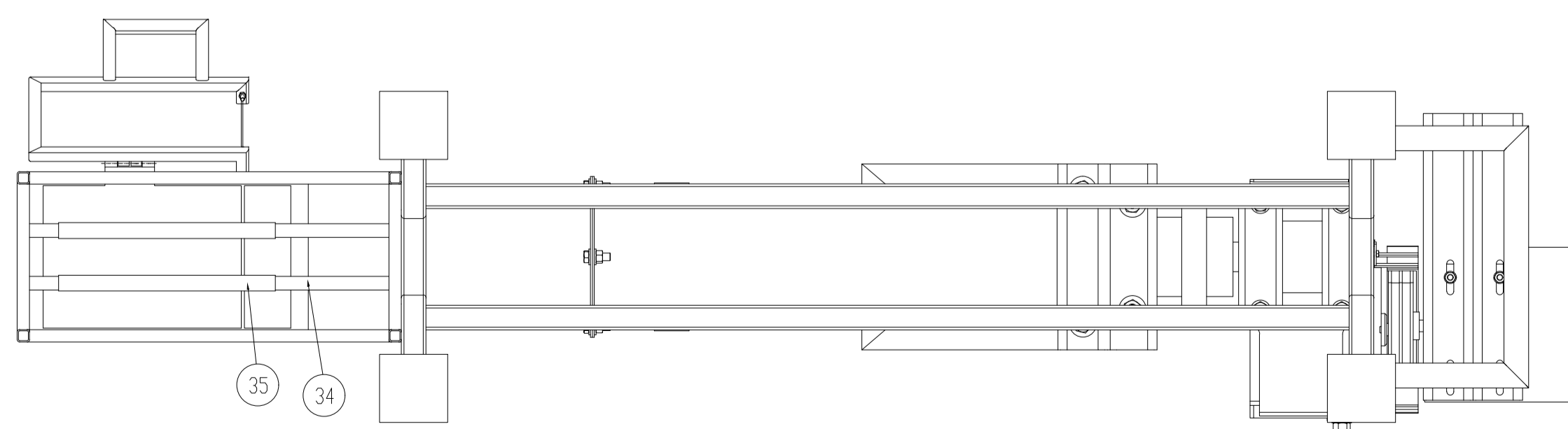
DETALLE G  
ESCALA 1:2



CORTE F-F



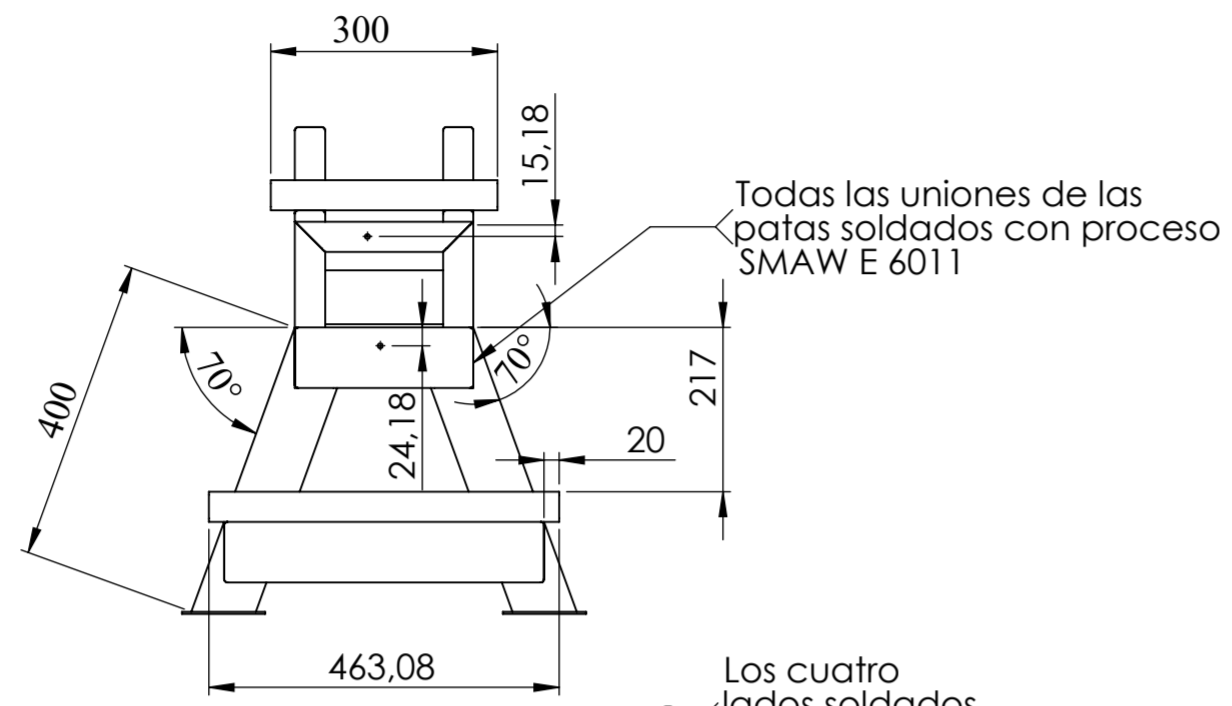
CORTE O-O



Nº DE ELEMENTO	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Boquilla	Plancha de acero ASTM A36 (3mm)	1
2	Arandela angosta	M12	20
3	Tornillo hexagonal clase 4.6	M12 X 1.75X 35mm	10
4	Tuerca hexagonal	M12	10
5	Cilindro	Plancha de acero ASTM A36 (3mm)	1
6	Tornillo sin fin	ASIS 1018-Plancha de acero ASTM A36 (9mm)	1
7	Tolva	Plancha de acero ASTM A36 (3mm)	2
8	Tornillo hexagonal clase 4.6	M16 x 20 x 70 mm	4
9	Arandela angosta	M16	8
10	Chumacera de pie	SYNT -55-L Rodamiento 31311A	1
11	Tuerca hexagonal	M16	4
12	Chumacera de pie	UCP-211/H Rodamiento 6011	1
13	Acople	A60-18	1
14	Reductor de velocidad de ejes paralelos	GR 31 100 UP2A - 39.1 B3	1
15	Correas trapezoidales	B52 in	2
16	Polea conductora	236 mm	1
17	Arandela angosta	M16	8
18	Tuerca hexagonal	M16	4
19	Guarda de protección	Plancha de acero ASTM A36 (3mm)	1
20	Arandela angosta	M10	8
21	Tuerca hexagonal	M10	4
22	Tornillo hexagonal clase 4.6	M10 x 1.5 x 45mm	4
23	Motor de combustión	Motor Honda estacionario GX160 de 5.5 Hp	1
24	Tornillo hexagonal clase 4.6	M6 x 1.0 x 25 mm	2
25	Arandela angosta	M6	4
26	Tuerca hexagonal	M6	2
27	Estructura base	ASTM A36 perfil G (80 x 40 x 15 x 3)mm	3
28	Mesa de soporte	Perfil de sección cuadrada (20 x 20 x 2)mm	1
29	Carro móvil	Plancha de acero ASTM A36 (3mm)	1
30	Tornillo hexagonal clase 4.6	M16 x 2.0 x 50 mm	4
31	Polea motriz	140 mm	1
32	Palanca de corte	Perfil de sección cuadrada (20x20x2)mm	1
33	Bisagra desmontable	Longitud 40 mm	2
34	Tubo	78 in x 1.5 mm	1
35	Tubo	1 in x espesor de 1.5 mm	1
36	Alambre inoxidable	1.5 mm	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO:	UNL
DIBUJ. Jefferson		06/03/2023				
VERIF. Miguel Angel C.		06/03/2023				
APROB. Miguel Angel C.		06/03/2023				
FABR. CALIB.	Material:	Varios			CODIGO	01.00.00
						A1
					PESO: 447,48kg	ESCALA: 1:10
						FOLIA 1 DE 1

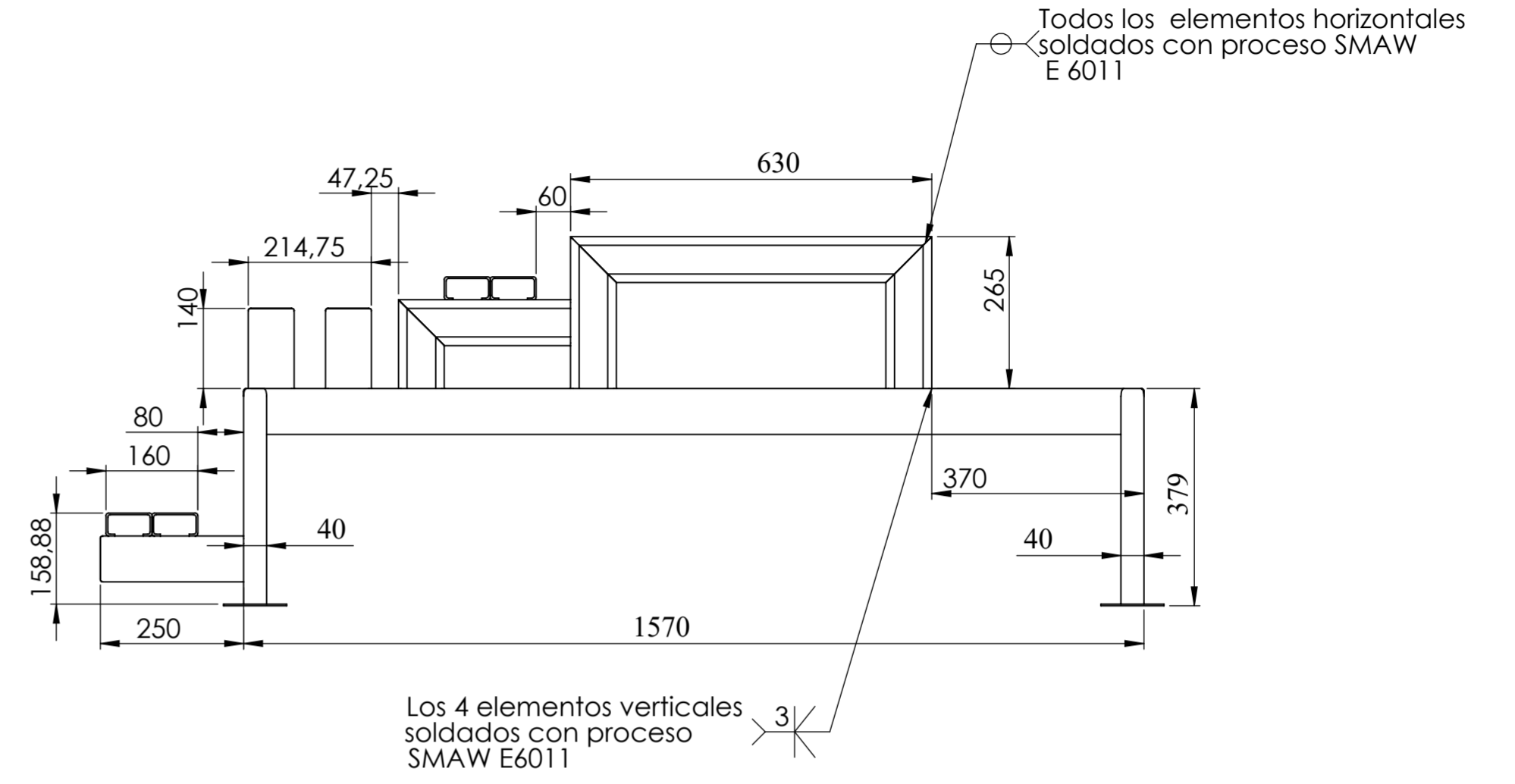
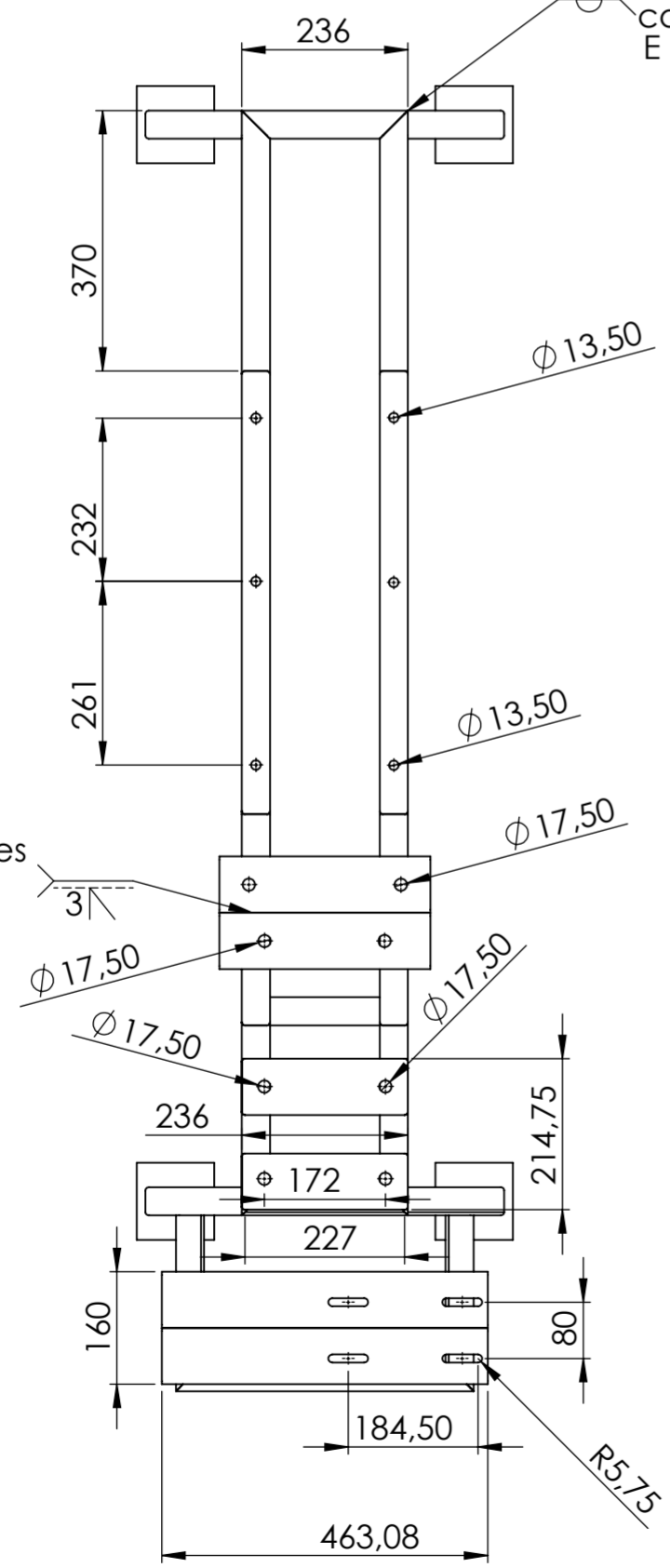
16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1



Todas las uniones de las patas soldadas con proceso SMAW E 6011

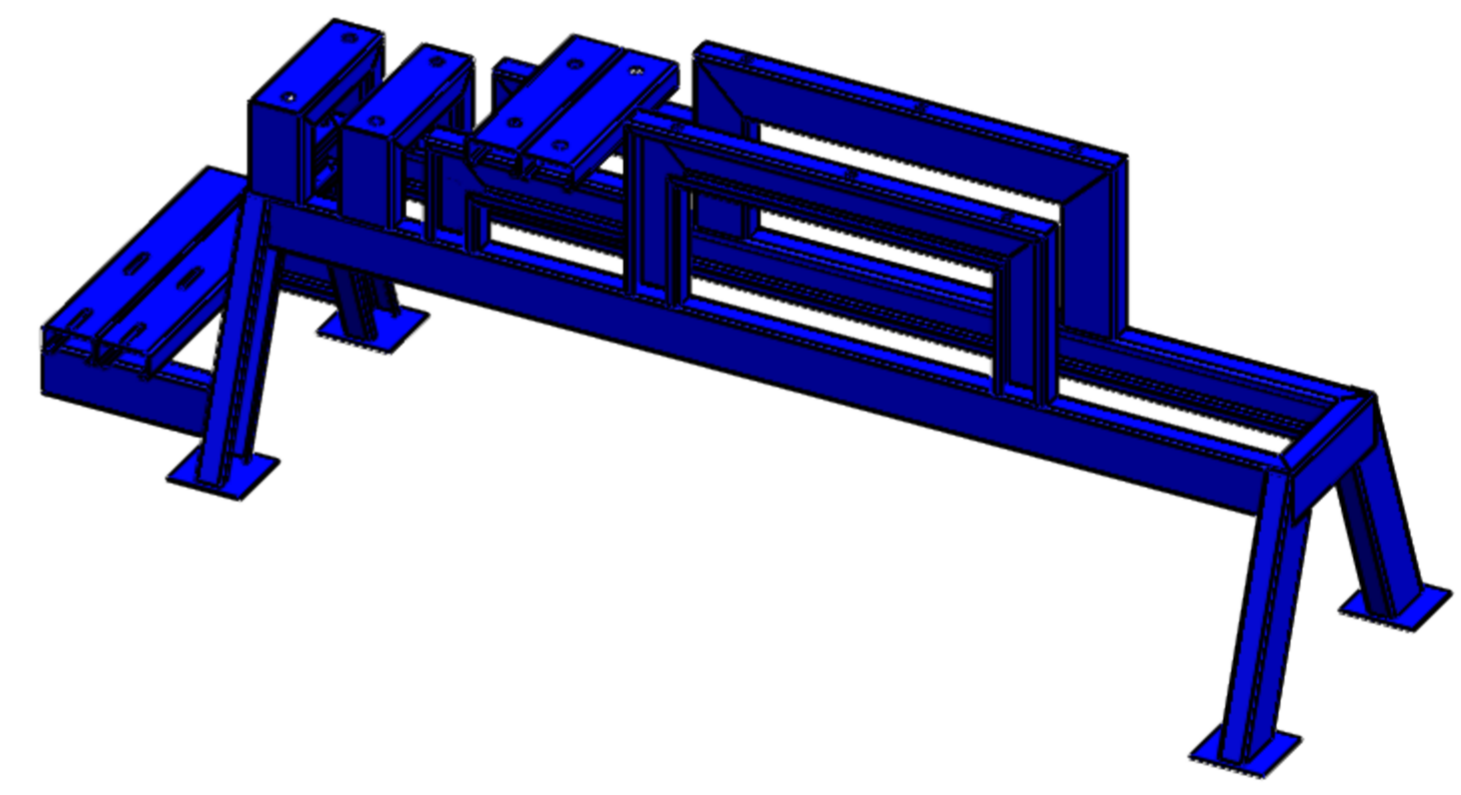
Los cuatro lados soldados con proceso SMAW E 6011

Las 6 placas horizontales soldadas con proceso SMAW E6011

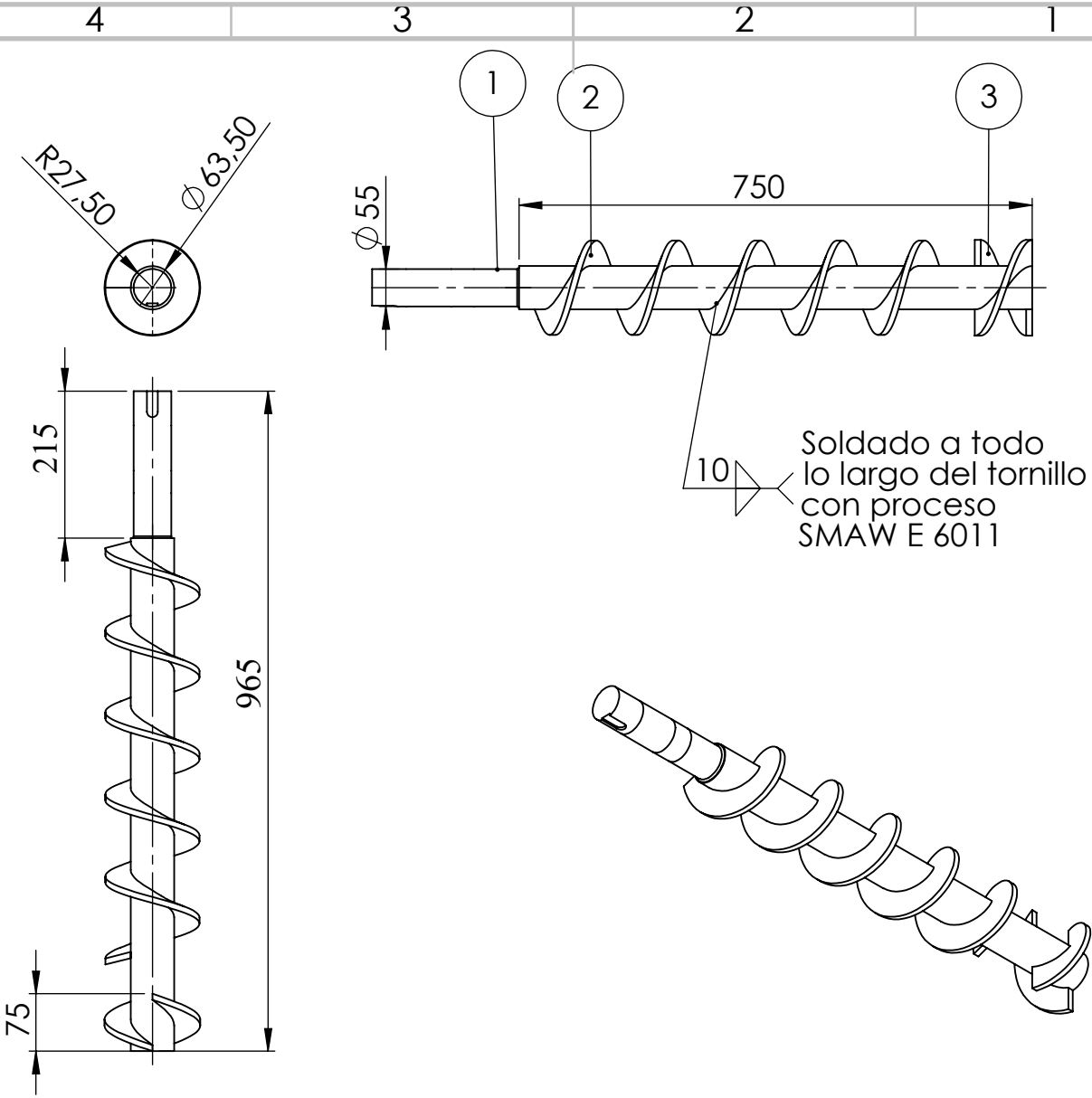


Todos los elementos horizontales soldados con proceso SMAW E 6011

Los 4 elementos verticales soldados con proceso SMAW E6011

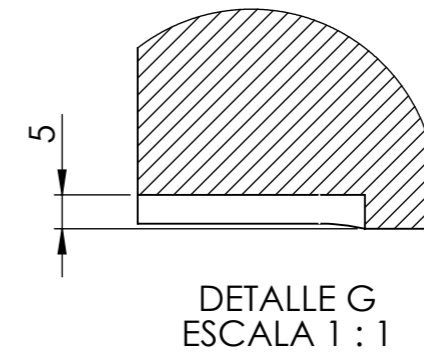
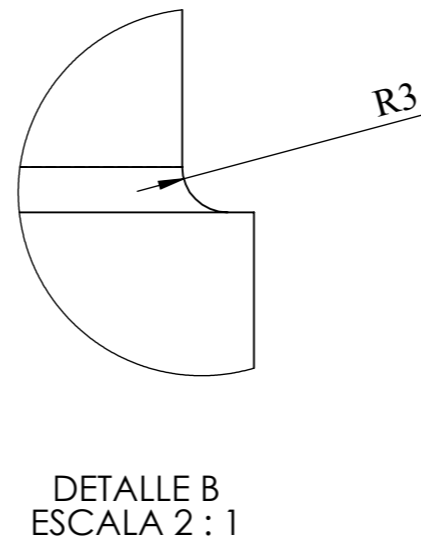
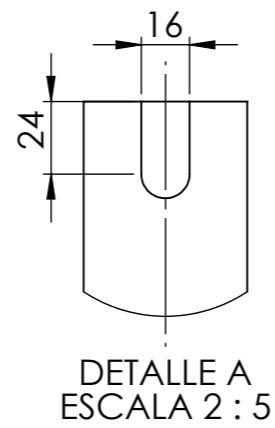
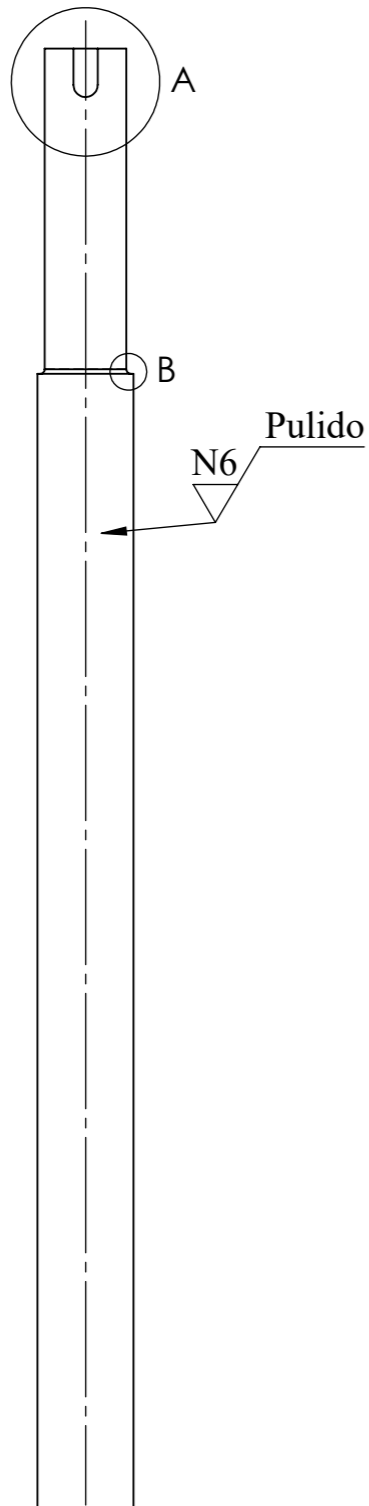
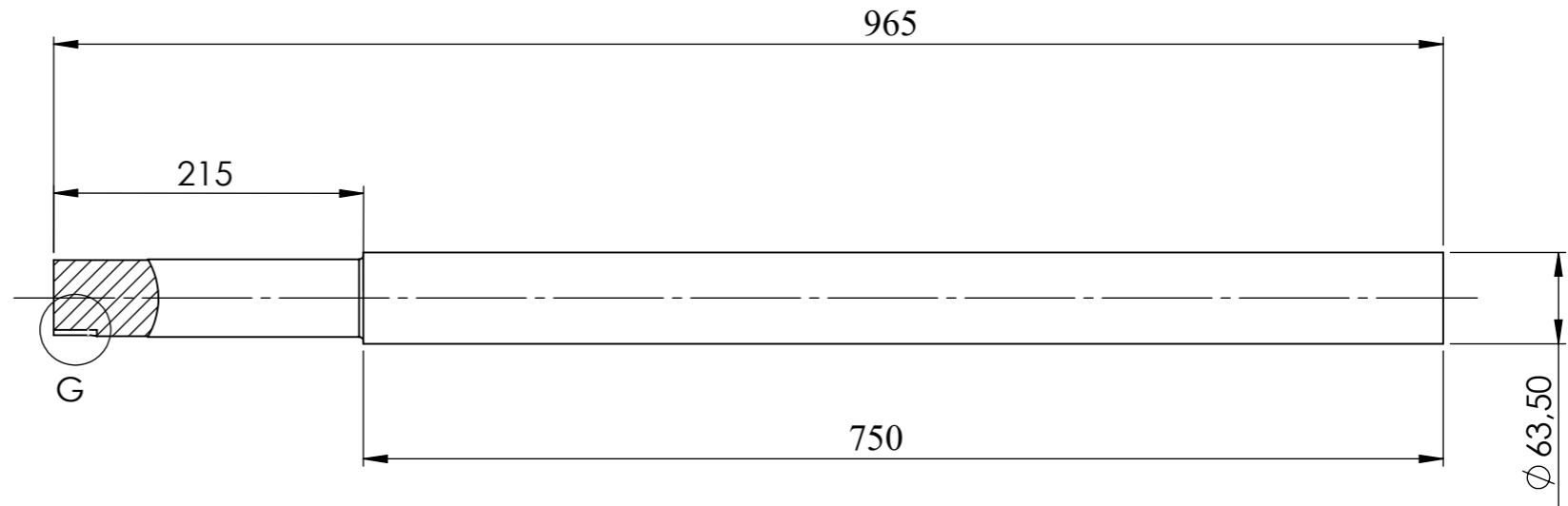
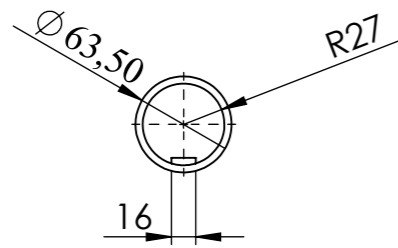


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISION
					UNL	
					TÍTULO:	
					Base de la estructura	
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			
VERIF.	Ing Miguel Angel C.		03/03/2023			
APROB.	Ing Miguel Angel C.		03/03/2023			
FABR.						
CALID.				MATERIAL:	Código:	A2
				Correa G (80x40x3)mm	01.01.00	
				PESO: 46.47 Kg	ESCALA: 1:10	HOJA 2 DE 14



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Eje de transmisión de potencia	Acero AISI 1018	1
2	Hélice de paso 120mm	Plancha de acero ASTM A36 e=9mm	4.5
3	Hélice de paso 150mm	Plancha de acero ASTM A36 e=9mm	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
				UNL	
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:		
DIBUJ. Jefferson Dalton V		03/03/2023	Sistema en conjunto de la estructura del eje sin fin		
VERIF. Ing Miguel Angel C.		03/03/2023			
APROB Ing Miguel Angel C.		03/03/2023			
FABR.					
CALID.			MATERIAL: Acero AISI 1018 Plancha de acero ASTM A36 e=9mm	Código: 01.02.00	A4
		PESO:25.97Kg	ESCALA:1:10	HOJA 3 DE 14	



N7/ Como viene de fabrica  
M Todas las superficies excepto donde se indique lo contrario

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
					UNL	
					TÍTULO:	
					Eje de transmisión de potencia	
					Código:	
				MATERIAL: Acero AISI 1018	01.02.01	A3
				PESO:21,81Kg	ESCALA:1:5	HOJA 4 DE 14

4 3 2 1

F

F

E

E

D

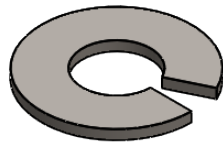
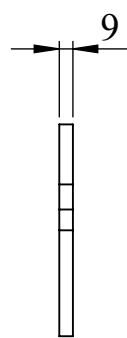
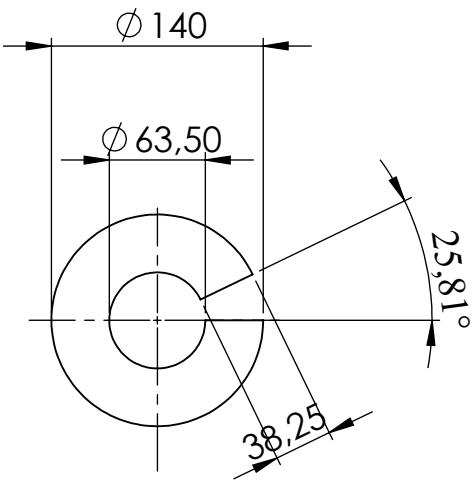
D

C

C

B

B



A

A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
					UNL	
NOMBRE			FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ. Jefferson Dalton V				02/02/2023	Hélice de paso 120mm	
VERIF. Ing Miguel Angel C.				02/02/2023		
APROB Ing Miguel Angel C.				02/02/2023		
FABR.						
CALID.				MATERIAL:	Código:	A4
				Plancha de acero ASTM A36 e=9 mm	01.02.02	
				PESO:0,80Kg	ESCALA:1:5	HOJA 5 DE 14

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

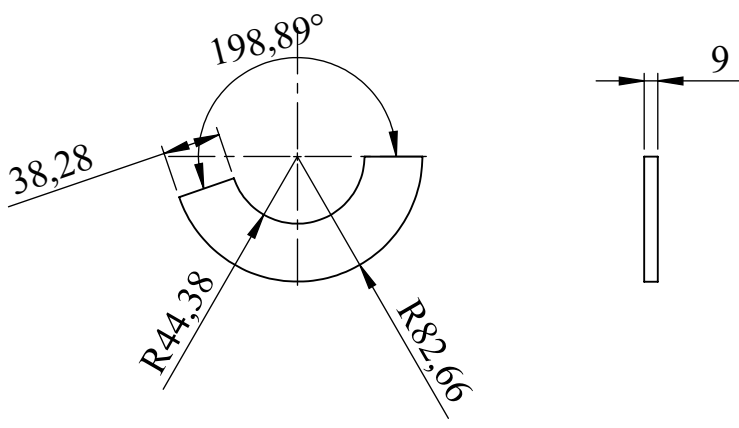
D

C

C

B

B

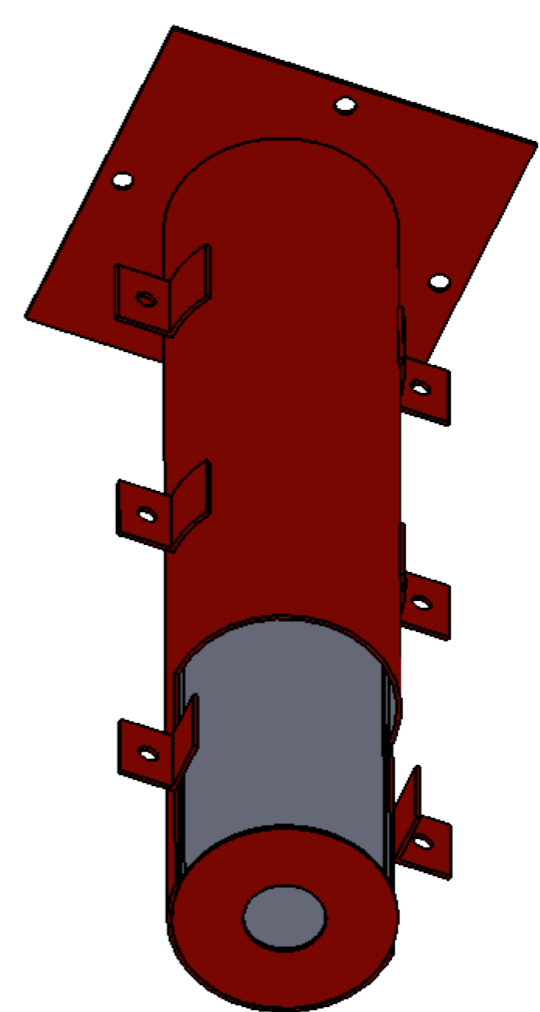
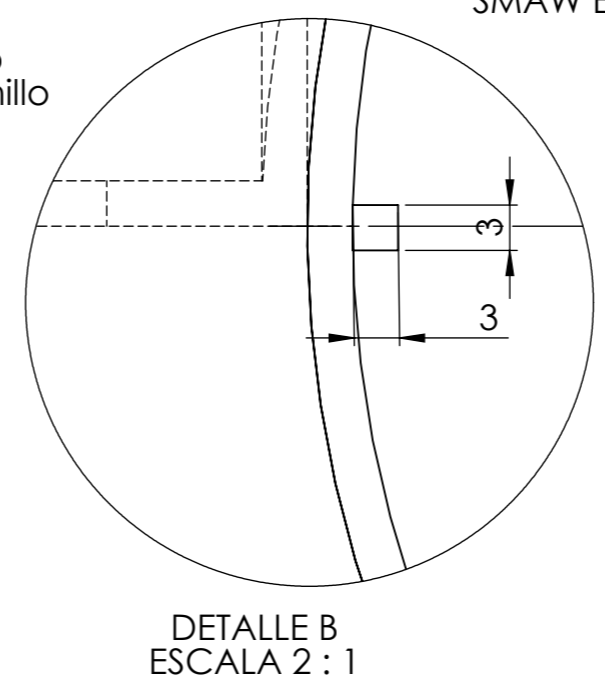
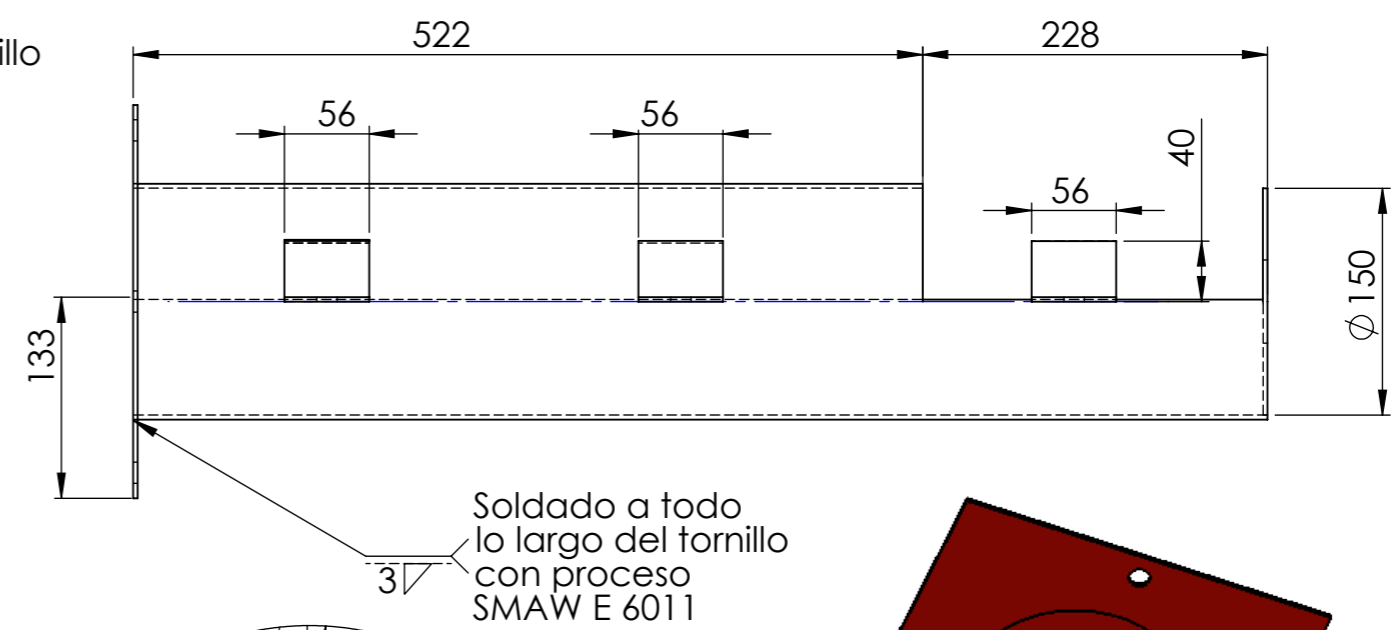
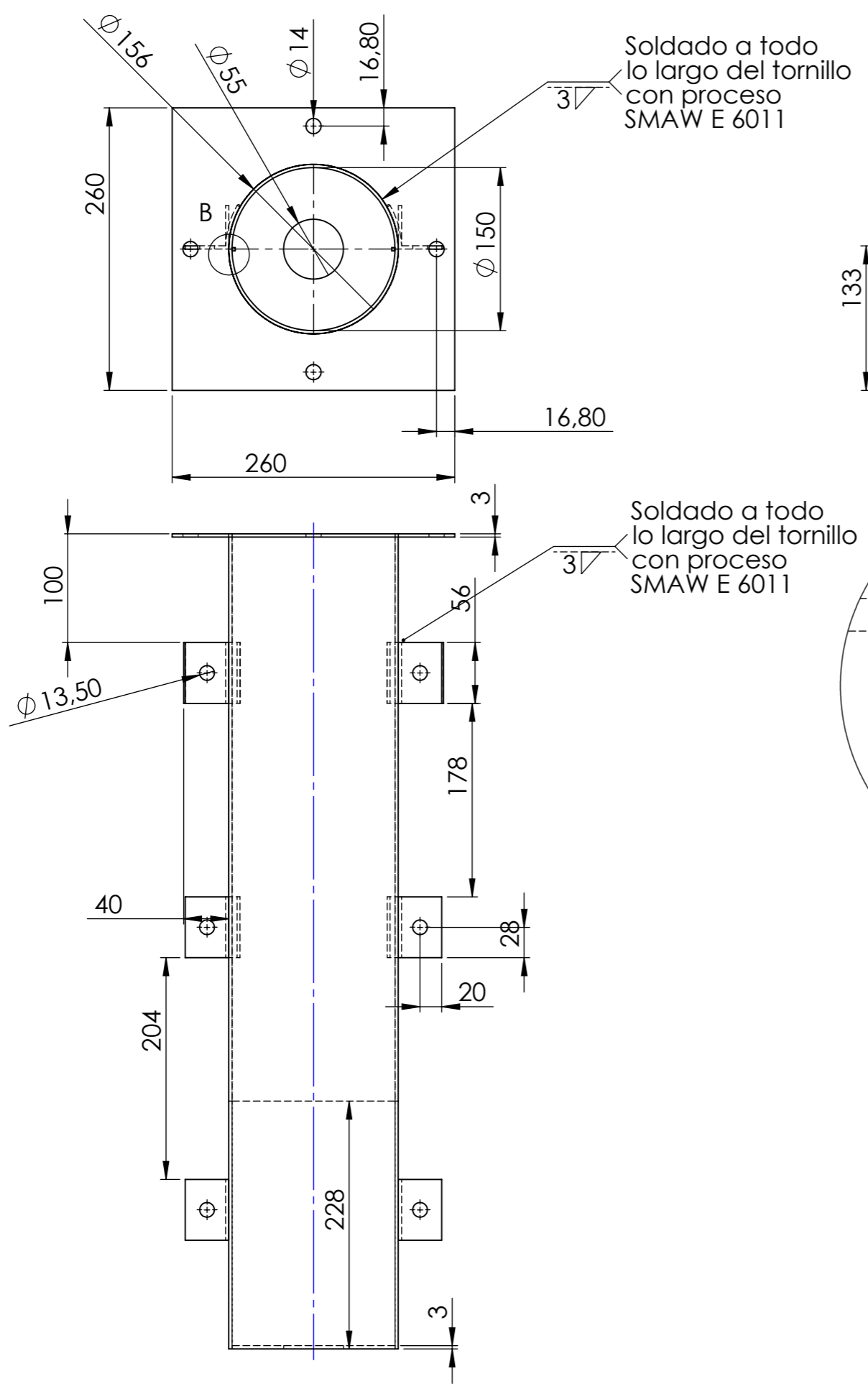


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
				UNL	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ.	Jefferson Dalton V.		09/01/2023	Hélice de paso 150mm	
VERIF.	Ing Miguel Angel C.		09/01/2023		
APROB	Ing Miguel Angel C.		09/01/2023		
FABR.					
CALID.				MATERIAL:	Código:
				Plancha de acero ASTM A36 e = 9mm	01.02.03
				PESO: 0,48Kg	ESCALA:1:5
					HOJA 6 DE 14

A

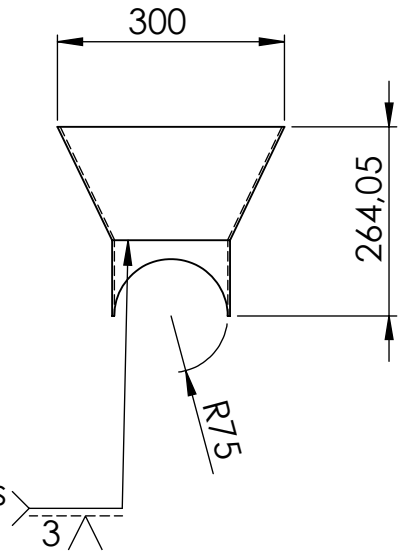
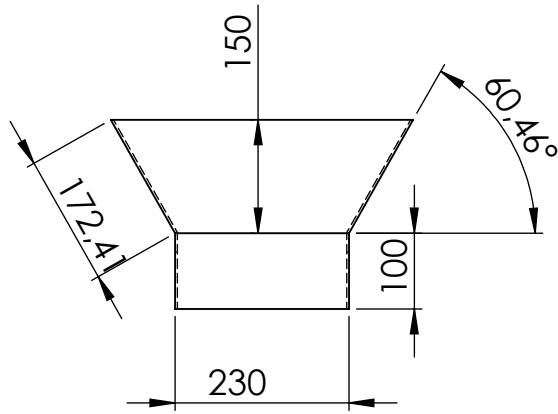
A

4 3 2 1

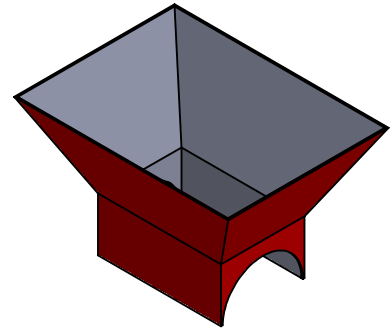
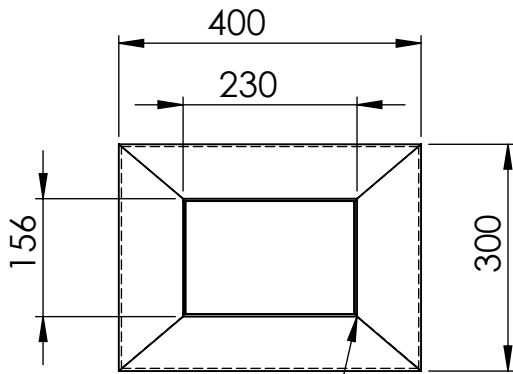


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:  Ninguno	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA  UNL	REVISIÓN
DIBUJ. Jefferson V.				FECHA 05/03/2023	TÍTULO:  Cilindro		
VERIF. Miguel Angel C				FECHA 05/03/2023	Código:  01.03.00		
APROB. Miguel Angel C				FECHA 05/03/2023	A3		
FABR.				MATERIAL:  Plancha de acero ASTM A36 e=3mm		ESCALA:1:5	
CALID.				PESO:		HOJA 7 DE 14	



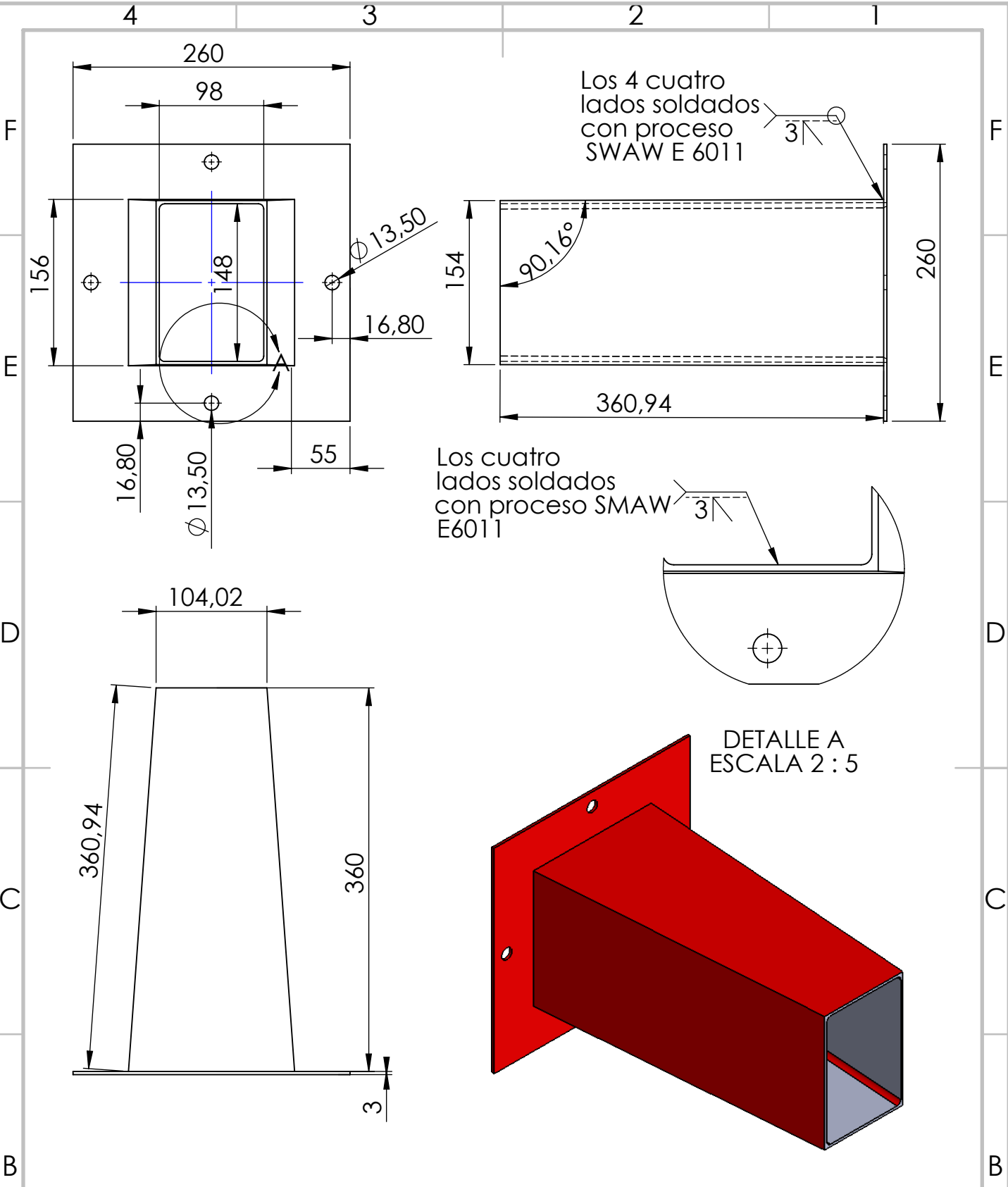


Todos los  
lados soldados  
con proceso  
SMAW E 6011



Todos los  
lados soldados  
con proceso  
SMAW E 6011

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO ACABADO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
				UNL	
NOMBRE			FIRMA	TÍTULO:	
DIBUJ. Jefferson Dalton V.				Tolva del sistema de alimentación	
VERIF. Ing Miguel Angel C.					
APROB Ing Miguel Angel C.					
FECHA				Código:	
FABR.				01.04.00	
CALID.					
MATERIAL:				A4	
Plancha de acero ASTM A36 e=3mm					
PESO:5,63Kg				ESCALA:1:10	HOJA 8 DE 14



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM  
 ACABADO SUPERFICIAL:  
 TOLERANCIAS:  
 LINEAL:  
 ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y  
 ROMPER ARISTAS  
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

UNL

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Jefferson V.		07/03/2023
VERIF.	Miguel Angel C.		07/03/2023
APROB.	Miguel Angel C.		07/03/2023
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:

Boquilla

MATERIAL:

Plancha de acero ASTM A36  
 e=3mm

Código:

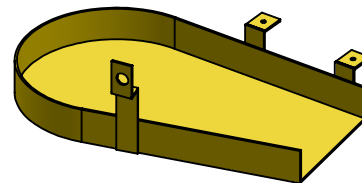
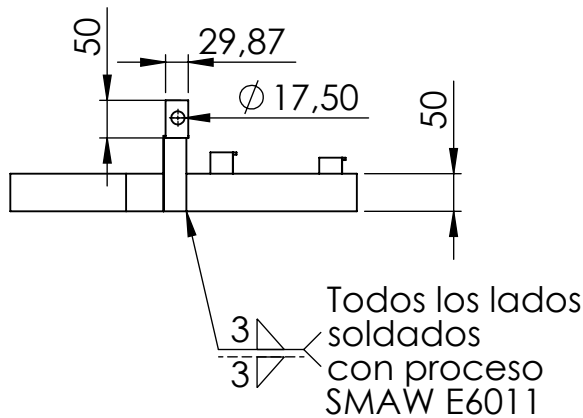
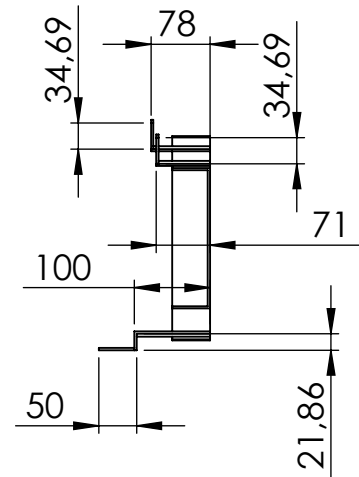
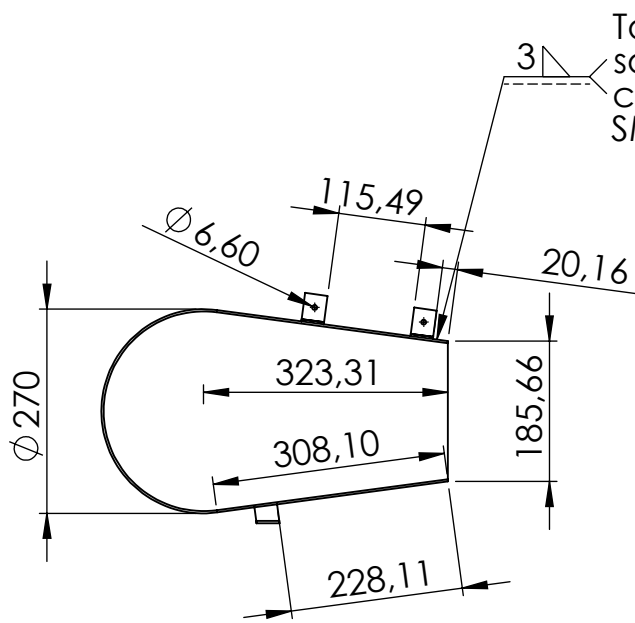
01.05.00

A4

PESO:5,37Kg

ESCALA:1:5

HOJA 9 DE 14



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM  
ACABADO SUPERFICIAL:  
TOLERANCIAS:  
LINEAL:  
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y  
ROMPER ARISTAS  
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

UNL

TÍTULO:

Guarda de protección

NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ. Jefferson Dalton V.		05/03/2023
VERIF. Ing Miguel Angel C.		05/03/2023
APROB Ing Miguel Angel C.		05/03/2023

FABR.

CALID.

MATERIAL:  
Plancha de acero ASTM A36  
 $e=3\text{mm}$

Código:

01.06.00

A4

PESO:3,86 Kg

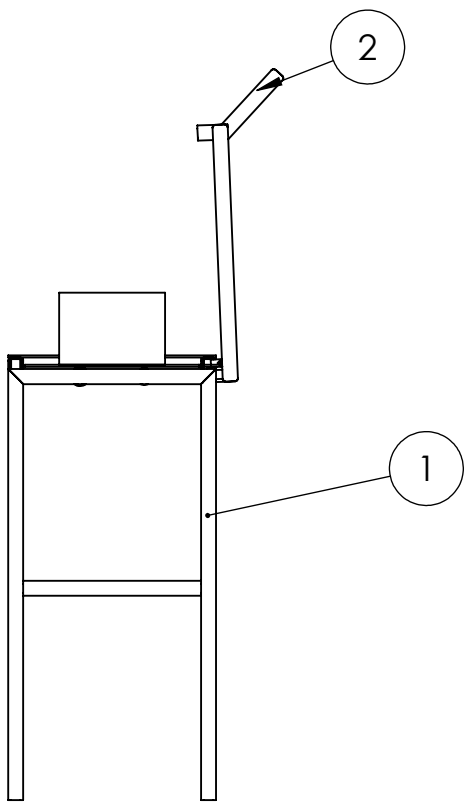
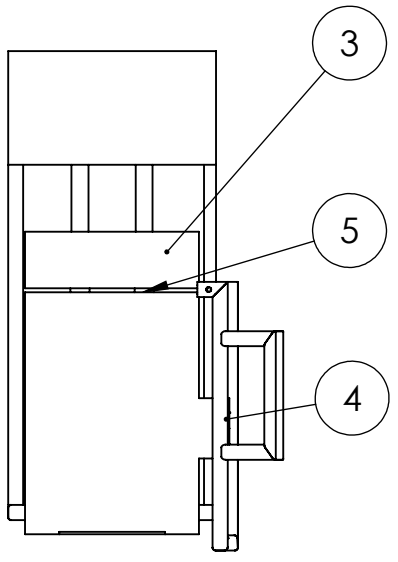
ESCALA:1:10

HOJA 10 DE 14

4 3 2 1

F  
E  
D  
C  
B  
A

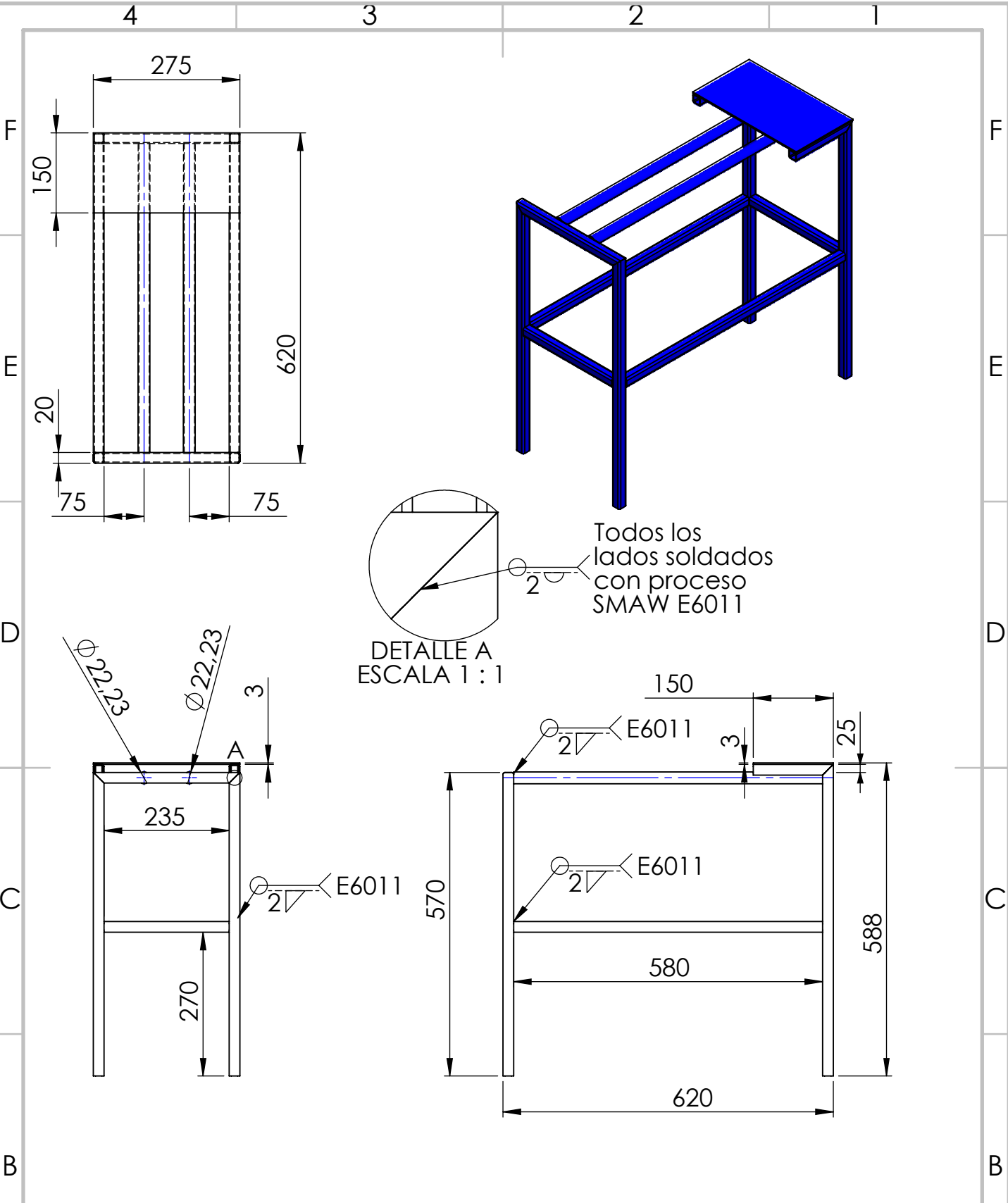
F  
E  
D  
C  
B  
A



1	Mesa de soporte
2	Palanca de corte
3	Carro mòvil
4	Bisagra soldable
5	Hilo de acero galvanizado

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
					UNL	
NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO:	
DIBUJ. Jefferson Dalton V.		05/03/2023			Sistema de corte en conjunto.	
VERIF. Ing. Miguel Angel C.		05/03/2023				
APROB Ing Miguel Angel C.		05/03/2023				
FABR.						
CALID.			MATERIAL:		Código:	A4
			Tubo cuadrado de 20x20x2mm Plancha de acero ASTM A36		02.00.00	
			PESO:11,32Kg		ESCALA:1:10	HOJA 11 DE 14

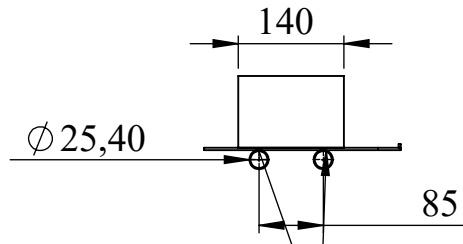
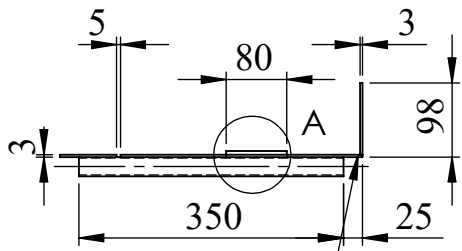
4 3 2 1



DETALLE A  
ESCALA 1 : 1

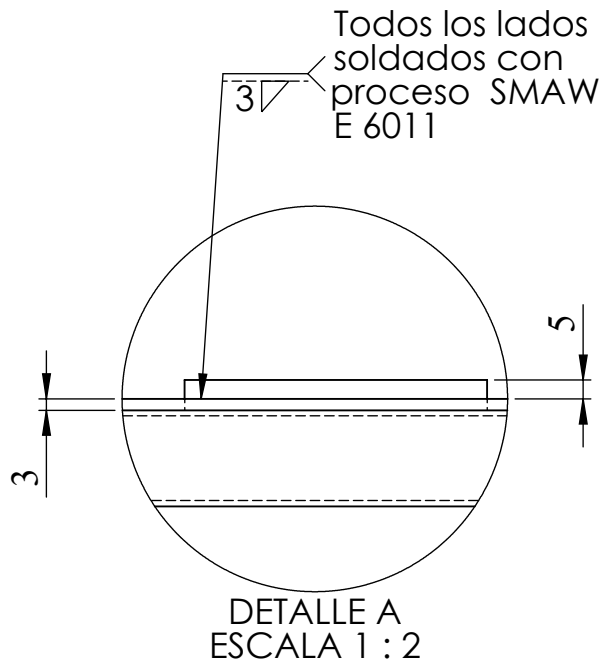
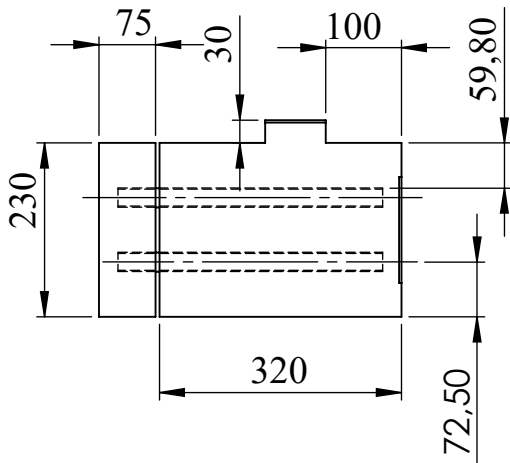
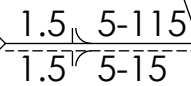
Todos los  
lados soldados  
con proceso  
SMAW E6011

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
				UNL	
NOMBRE		FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ.	Jefferson V.		08/03/2023	Mesa de soporte-Guia	
VERIF.	Ing Miguel Angel C.		08/03/2023		
APROB	Ing Miguel Angel C.		08/03/2023		
FABR.					
CALID.			MATERIAL:	Código:	A4
			Tubo cuadrado de 20x20x2mm Placa de acero ASTM A36	02.01.00	
			PESO:6,72Kg	ESCALA:1:10	HOJA 12 DE 14

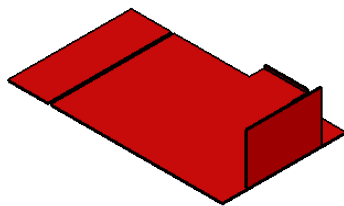


Soldado con proceso SMAW E6011

Todos los lados soldados con proceso SMAW E 6011



Todos los lados soldados con proceso SMAW E 6011



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM  
ACABADO SUPERFICIAL:  
TOLERANCIAS:  
LINEAL:  
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

UNL

NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ. Jefferson Dalton V.		05/03/2023
VERIF. Ing Miguel Angel C.		05/03/2023
APROB Ing Miguel Angel C.		05/03/2023
FABR.		
CALID.		

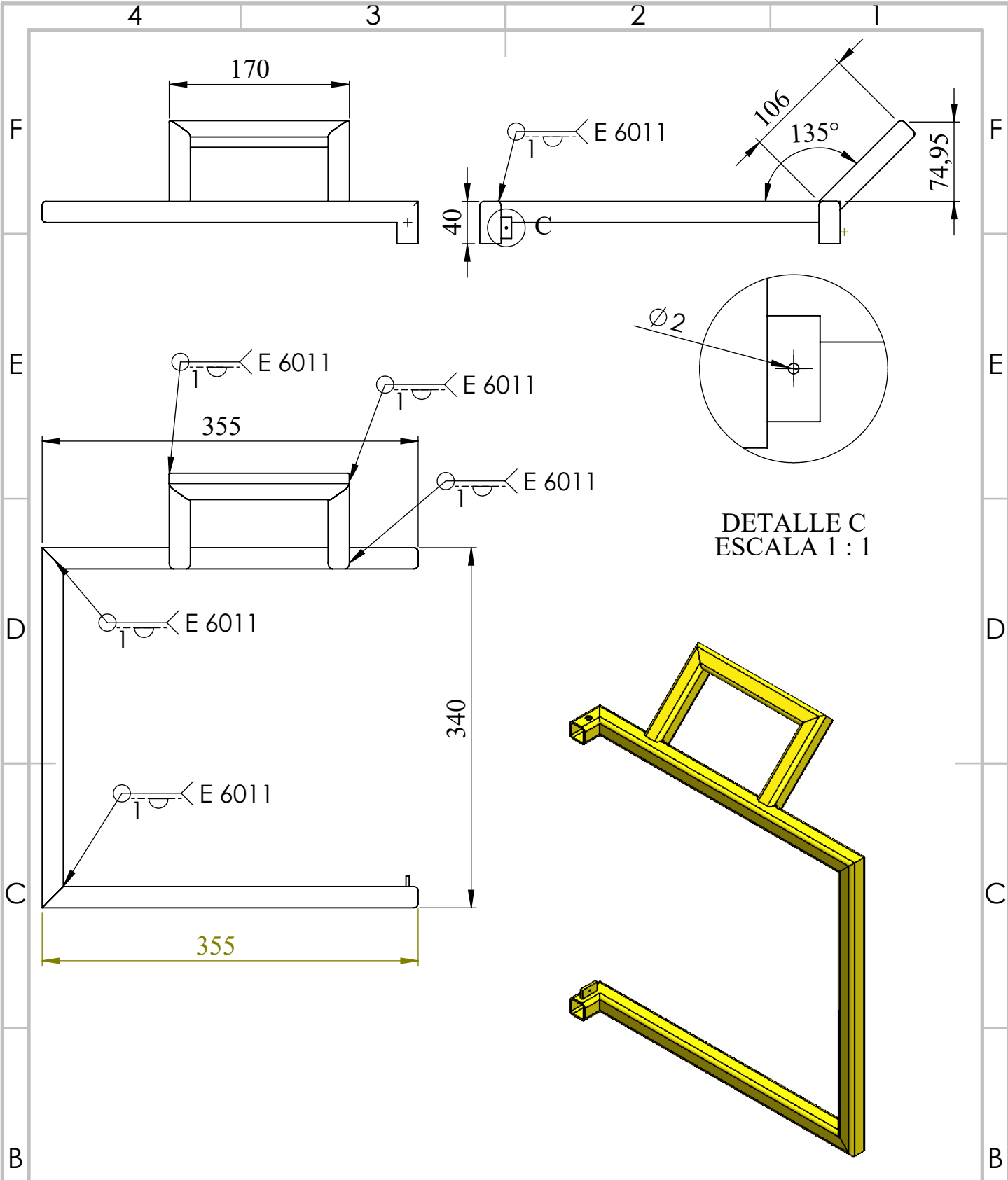
TÍTULO:	
Carro móvil	
Código:	02.02.00
	A4
PESO: 3,13Kg	ESCALA: 1:10
	HOJA 13 DE 14

4

3

2

1



DETALLE C  
ESCALA 1 : 1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
					UNL	
TÍTULO:					Manija de corte	
MATERIAL: Tubo estructural cuadrado Acero negro(20x20x2)mm					Código:	02.03.00
PESO:1,44Kg					ESCALA:1:5	HOJA 14 DE 14

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Jefferson Dalton V.		05/03/2023
VERIF.	Ing Miguel Angel C.		05/03/2023
APROB	Ing Miguel Angel C.		05/03/2023
FABR.			

A4