

Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica
Eléctrica y Mecatrónica



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA EXTRUSORA DE PLÁSTICO PARA
FABRICACIÓN DE PALLETS PARA LA EMPRESA ENVASADORA MAJES
E.I.R.L.**

Tesis presentada por el Bachiller:

Triveño Luque, André Mateo

Para optar el título profesional de

Ingeniero Mecánico

Asesor:

Ing. Castro Valdivia, Jorge Luis

Arequipa-Perú

2020

UCSM-ERP

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA
INGENIERIA MECANICA, MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA
DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR DE TESIS

Arequipa, 25 de Septiembre del 2020

Dictamen: 000914-C-EPIMMEM-2020

Visto el borrador de tesis del expediente 000914, presentado por:

2014203911 - TRIVEÑO LUQUE ANDRE MATEO

Titulado:

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA EXTRUSORA DE PLÁSTICO PARA FABRICACIÓN DE PALLETS PARA
LA EMPRESA ?ENVASADORA MAJES E.I.R.L.**

Nuestro dictamen es:

APROBADO

**1893 - CASTRO VALDIVIA JORGE LUIS
DICTAMINADOR**



**2396 - CACERES NUÑEZ AUGUSTO EMILIO CARLOS
DICTAMINADOR**

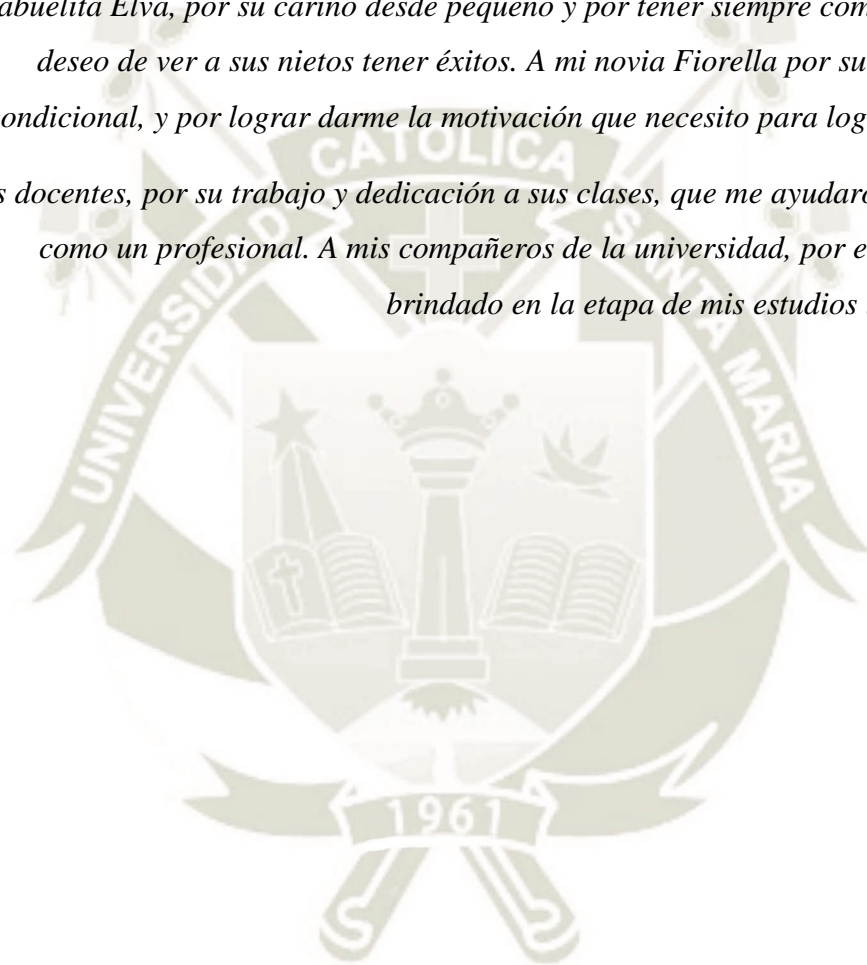


Dedicatoria

A Dios

A mi madre Karol por su cariño, sacrificio, apoyo, valores inculcados y por todo lo que ella hizo para hacer posible que yo me convierta en una persona de bien a lo largo de mi vida, y en un buen profesional. A mi hermana Luciana por su cariño, comprensión y acompañamiento en momentos de tensión y estrés a lo largo de mi vida universitaria. A mi abuelita Elva, por su cariño desde pequeño y por tener siempre como prioridad el deseo de ver a sus nietos tener éxitos. A mi novia Fiorella por su amor y apoyo incondicional, y por lograr darme la motivación que necesito para lograr mis metas.

A mis docentes, por su trabajo y dedicación a sus clases, que me ayudaron a formarme como un profesional. A mis compañeros de la universidad, por el apoyo mutuo brindado en la etapa de mis estudios universitarios.



Agradecimientos

Quiero agradecer especialmente a mi asesor, el Ingeniero Jorge Castro Valdivia, por su apoyo y paciencia en la revisión del presente proyecto, y por todos los conocimientos brindados desde mi etapa universitaria.

Agradezco también al Ingeniero César Vera, jefe de planta de la empresa Envasadora Majes E.I.R.L., por la oportunidad de trabajar el presente proyecto con la empresa en cuestión, y por las recomendaciones para una buena elaboración del proyecto.

A mis grandes compañeros y amigos Gianfranco, José Miguel y Aldo.

De igual manera quiero agradecer a todas aquellas personas que de una manera u otra contribuyeron o apoyaron a que este proyecto se realizara exitosamente.

RESUMEN

En el presente proyecto, se realizará el diseño de una máquina extrusora capaz de trabajar con plástico reciclado, con el fin de utilizarlo en la producción de pallets de plástico para la empresa “Envasadora Majes E.I.R.L.”, que, a través del jefe de planta, el ingeniero César Vera, respaldó y brindó todas las facilidades e información necesarias para la realización del proyecto, logrando el diseño de detalle esperado que cumpla los objetivos especificados en el presente documento. Este proyecto buscará realizar un diseño de la máquina en cuestión que cumpla con los requerimientos mecánicos en cuanto a los componentes y elementos de la máquina, y del mismo modo en cuanto al producto final que se desea producir, en este caso, el pallet de plástico. Por este motivo, se buscará información teórica y técnica acerca del diseño de una máquina extrusora, para posteriormente, con la información brindada por la empresa, realizar los cálculos justificativos de diseño que se apliquen a las cargas a soportar y a la cantidad de material con el que se trabajará, para finalmente generar planos del equipo. Este proyecto pondrá a disposición de la empresa “Envasadora Majes E.I.R.L.” el diseño de una máquina que permita la extrusión del polímero adecuado para el producto final de manera sencilla, por lo tanto, se brindará a la empresa los planos mecánicos de la máquina, además de la información teórica recopilada y el análisis económico final del proyecto.

Palabras claves: Extrusión, polímero.

ABSTRACT

In the present project, the design of an extruder machine capable of working with recycled plastic will be carried out, for the purpose of use it in the plastic pallets production for the company “Envasadora Majes E.I.R.L.”, which, through the plant manager, the engineer César Vera, supported and provided all the facilities and information necessary to carry out the project, achieving the expected detailed design that meets the objectives specified in this document. This project will seek to make a design of the machine in question that meets the mechanical requirements in terms of the components and the machine elements, and in the same way in terms of the final product to be produced, in this case, the plastic pallet. For this reason, theoretical and technical information about the design of an extrusion machine will be sought, and then, with the information provided by the company, perform the justifying design calculations that are applied to the loads to be supported and the amount of material to be worked with, to finally generate plans of the equipment. This project will make available to the company “Envasadora Majes E.I.R.L.” the design of a machine that allows the extrusion of the appropriate polymer for the final product in a simple way, therefore, the company will be provided with the mechanical plans of the machine, in addition to the theoretical information collected and the final economic analysis.

Key words: Extrusion, polymer.

INTRODUCCIÓN

En la industria de los plásticos, se puede optar por varios procesos para la fabricación de productos hechos a base de este material, que requieren de maquinaria que se adecúe a las condiciones y características del proceso como tal, y de los materiales a tratar. Uno de los procesos para la fabricación de productos plásticos es la extrusión, proceso que no solo se aplica en la industria de los plásticos sino también en otras industrias como la industria ladrillera. Este proceso puede usarse también para el reciclaje de los plásticos, logrando reutilizar este material y/o las mermas que se generan en el proceso de fabricación de productos de plástico virgen.

Hoy en día, la adquisición de la maquinaria en mención puede ser un inconveniente para las empresas debido al alto costo de los equipos necesarios y a las dificultades que se generan con la importación de estos, lo cual ha logrado que en algunas empresas se opte por el desarrollo y construcción de la maquinaria adecuada que pueda satisfacer las necesidades de la empresa.

Para la empresa “Envasadora Majes E.I.R.L.” es una buena alternativa contar con un equipo que le permita utilizar las mermas generadas en la producción habitual de botellas para sus bebidas, ya que, una de las mejoras que se podría implementar en su proceso productivo es la utilización de pallets de plástico reciclado reemplazando a los pallets de madera usados actualmente. En este proyecto se buscará realizar el diseño de una máquina que sea económicamente viable para la empresa, que tenga una capacidad acorde a la cantidad de mermas generadas por la empresa, de tal manera que pueda funcionar correctamente con la carga que se requiera en la planta.

ÍNDICE

DICTAMEN APROBATORIO

DEDICATORIAS

AGRADECIMIENTOS

RESUMEN

ABSTRACT

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA..... 1

1. Descripción de la situación problemática.....2

2. Formulación del problema.....3

3. Justificación del proyecto.....3

3.1. Importancia del proyecto.....3

3.2. Alcance del proyecto.....4

3.3. Limitaciones del proyecto.....5

4. Objetivos.....6

CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO..... 7

1. Antecedentes.....8

1.1. El plástico en el Perú y el mundo.....8

1.2. Pallets.....9

2. Bases teóricas para la realización del proyecto.....10

2.1. Polímeros y plásticos.....10

2.1.1. Clasificación de los plásticos.....11

2.1.2. Materias primas usadas en polímeros.....12

2.1.3. Reciclaje de plásticos.....	14
2.2. Extrusoras de plásticos.....	16
2.2.1. Tipos de extrusoras.....	17
2.2.2. Componentes de una extrusora.....	20
2.3. Parámetros a calcular para el diseño de la extrusora.....	23
CAPÍTULO III: CÁLCULOS DE DISEÑO.....	25
1. Cálculos del husillo.....	27
1.1. Cálculos geométricos del husillo.....	27
1.1.1. Cálculo del ángulo de hélice.....	28
1.1.2. Cálculo del diámetro del husillo.....	28
1.1.3. Cálculo de la longitud del husillo.....	29
1.1.4. Cálculo de las alturas de filete.....	31
1.1.5. Cálculo de ancho de canal y de filete.....	33
1.1.6. Cálculo del número de filetes.....	34
1.2. Cálculo de la potencia de accionamiento y revoluciones del husillo.....	34
1.3. Cálculo de la presión del husillo.....	36
1.4. Cálculo de las cargas presentes en el husillo.....	38
1.4.1. Cálculo del peso del husillo.....	39
1.4.1.1. Selección de material para el husillo.....	39
1.4.1.2. Cálculo del volumen del husillo.....	40
1.4.2. Cálculo del momento de giro del husillo.....	45
1.4.3. Cálculo de la fuerza axial.....	46
1.4.4. Cálculo del momento flexionante.....	47

1.4.5. Cálculo de la esbeltez y flecha máxima.....	49
2. Diseño del eje.....	50
2.1. Selección del criterio de falla.....	51
2.2. Cálculo de esfuerzos combinados y factor de seguridad	52
2.2.1. Selección de esfuerzos presentes.....	53
2.2.2. Cálculo de esfuerzo flexionante.....	54
2.2.3. Cálculo de esfuerzo axial.....	56
2.2.4. Cálculo de esfuerzo de torsión.....	56
2.2.5. Cálculo de esfuerzo equivalente.....	57
2.2.6. Cálculo del factor de seguridad.....	63
3. Selección del motor eléctrico.....	67
4. Cálculo de engranajes.....	68
4.1. Definir geometría.....	68
4.2. Cálculo del esfuerzo flexionante.....	70
4.3. Cálculo de la presión de contacto.....	81
5. Cálculo de calentadores.....	85
6. Diseño de la chaveta.....	87
7. Diseño de la tolva.....	90
8. Diseño del cilindro y la estructura.....	91
9. Diseño del plato rompedor.....	96
10. Selección de resistencias calefactoras y termocuplas.....	97
 CAPÍTULO IV: ANÁLISIS ECONÓMICO.....	 100
1. Presupuesto de la máquina.....	101

2. Análisis de beneficio.....	102
2.1. Requerimientos de la empresa.....	102
2.1.1. Producción de plástico y pallets requeridos.....	103
2.1.2. Pallets de madera usados actualmente.....	104
2.2. Costo de materia prima.....	105
2.3. Costo de depreciación.....	106
2.4. Costo de consumo de energía.....	107
2.5. Costo de mantenimiento.....	109
2.6. Costo operativo.....	111
2.7. Costos administrativos.....	112
2.8. Ingresos.....	112
2.9. Flujo de caja.....	113
2.10. Valor actual neto (VAN).....	113
2.11. Tasa interna de retorno (TIR).....	114
2.12. Período de recuperación de la inversión (PRI).....	115
CONCLUSIONES.....	116
RECOMENDACIONES.....	117
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	118
APÉNDICE.....	121
ANEXOS.....	123
ANEXO 1: Propiedades mecánicas del acero SAE 4140	
ANEXO 2: Propiedades físicas del acero SAE 4140	

ANEXO 3: Ficha técnica del motor eléctrico elegido

ANEXO 4: Reductor elegido

ANEXO 5: Ficha técnica del arrancador elegido

ANEXO 6: Comparación de durezas Rockwell y Brinell

ANEXO 7: Módulo de elasticidad para diferentes materiales de piñones y coronas

ANEXO 8: Propiedades térmicas de aleaciones de acero

ANEXO 9: Malla elegida para la matriz

ANEXO 10: Ficha técnica del pirómetro elegido

ANEXO 11: Presupuesto para sistemas de la máquina

ANEXO 12: Cotización pallet de madera

ANEXO 13: Propiedades de pallet de plástico Plasteel 210

ANEXO 14: Planos de la máquina

ÍNDICE DE TABLAS:

Tabla 1: Código y características del plástico para reciclado	13
Tabla 2: Capacidad de reciclaje de los polímeros reciclables	14
Tabla 3: Aplicaciones de destino de los plásticos reciclados	16
Tabla 4: Propiedades mecánicas del PET virgen y el PET reciclado	26
Tabla 5: Parámetros geométricos de los husillos, en milímetros	31
Tabla 6: Rango de velocidades de cizalla en diversos procesos	35
Tabla 7: Composición química del acero DIN 42CrMb4	40
Tabla 8: Parámetros del factor de condición superficial	58
Tabla 9: Factor de carga	59
Tabla 10: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero	59
Tabla 11: Factor de confiabilidad (eje)	60
Tabla 12: Límites de deflexión	64
Tabla 13: Factor de sobrecarga	71
Tabla 14: Factor de tamaño	72
Tabla 15: Vida útil recomendada para engranajes	77
Tabla 16: Factor de confiabilidad (engranaje)	79
Tabla 17: Tamaño de la chaveta en función al diámetro del eje	87
Tabla 18: Ángulos de lados iguales según la norma UNE EN 10056-99	94
Tabla 19: Abrazaderas de tubos rectos recocidos	97
Tabla 20: Tipos de termocuplas	98
Tabla 21: Costos directos, indirectos y total proyecto	102
Tabla 22: Flujo de caja	113

ÍNDICE DE FIGURAS:

Figura 1: Producción mundial de plásticos a lo largo de los años	9
Figura 2: Proceso de polimerización	11
Figura 3: Código de colores de contenedores de basura usado en el Perú	14
Figura 4: Diagrama de flujo del proceso de reciclaje de plástico	15
Figura 5: Extrusora de rodillos	17
Figura 6: Extrusora de tornillo monohusillo	18
Figura 7: Extrusora de pistón	19
Figura 8: Bomba de extrusión	19
Figura 9: Flujo de material en una tolva de alimentación	20
Figura 10: Parámetros de tornillo helicoidal de una máquina extrusora	21
Figura 11: Cilindro de extrusión enfriado por aire	22
Figura 12: Matriz de una tubería como producto final	23
Figura 13: Longitudes de las zonas del husillo	30
Figura 14: Parámetros geométricos de un tornillo extrusor	31
Figura 15: Dependencia de la viscosidad de distintos polímeros con la temperatura	35
Figura 16: Intervalos de viscosidad en PET	37
Figura 17: Diagrama de fuerzas de un husillo	38
Figura 18: Vistas frontal y lateral del filete en la zona de alimentación	41
Figura 19: Vistas frontal y lateral del filete en la zona de compresión	43
Figura 20: Eje del husillo	50
Figura 21: Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla	52
Figura 22: Diagrama de cargas y apoyos del eje	55
Figura 23: Eje redondo en tensión	61

Figura 24: Eje redondo en torsión	61
Figura 25: Sensibilidad a la muesca en materiales sometidos a flexión	62
Figura 26: Sensibilidad a la muesca en materiales sometidos a torsión	63
Figura 27: Análisis de deformación del husillo por elementos finitos	64
Figura 28: Análisis de esfuerzo del husillo por elementos finitos	65
Figura 29: Análisis de factor de seguridad del husillo por elementos finitos	66
Figura 30: Factor J de geometría	71
Figura 31: Factor de proporción del piñón	73
Figura 32: Factor por alineamiento de engranado	74
Figura 33: Factor dinámico	76
Figura 34: Factor por ciclos de esfuerzo	78
Figura 35: Esfuerzo flexionante admisible	80
Figura 36: Factor de geometría	82
Figura 37: Factor por ciclos de esfuerzo	83
Figura 38: Factor por relación de durezas	84
Figura 39: Esfuerzo de contacto admisible	84
Figura 40: Altura de la cuerda	88
Figura 41: Profundidad del cuñero en el eje	89
Figura 42: Profundidad del cuñero en el cubo	89
Figura 43: Geometría de la tolva de la extrusora	91
Figura 44: Análisis de deformación de la estructura por elementos finitos	94
Figura 45: Análisis de esfuerzo de la estructura por elementos finitos	95
Figura 46: Análisis de factor de seguridad de la estructura por elementos finitos	95
Figura 47: Resistencias tipo abrazadera de tubos rectos recocidos	98

Figura 48: Rango de medición del pirómetro EO-CT7272-PDRS



ÍNDICE DE FÓRMULAS:

Fórmula 1: Ángulo de hélice del husillo	28
Fórmula 2: Ancho del canal	33
Fórmula 3: Ancho del filete	33
Fórmula 4: Número de filetes	34
Fórmula 5: Velocidad de cortadura del husillo	34
Fórmula 6: Revoluciones por minuto del husillo	36
Fórmula 7: Presión máxima del husillo	37
Fórmula 8: Volumen del alma de la zona de alimentación	40
Fórmula 9: Longitud de filete en zona de alimentación	41
Fórmula 10: Volumen de filetes en zona de alimentación	41
Fórmula 11: Volumen del alma en zona de compresión	42
Fórmula 12: Volumen de filetes en zona de compresión	43
Fórmula 13: Longitud de filete en zona de dosificación	43
Fórmula 14: Volumen del alma en zona de dosificación	44
Fórmula 15: Volumen de filetes en zona de dosificación	44
Fórmula 16: Peso del husillo	45
Fórmula 17: Carga distribuida de peso en el husillo	45
Fórmula 18: Momento de giro del husillo	45
Fórmula 19: Fuerza axial	46
Fórmula 20: Superficie de la sección transversal del husillo	46
Fórmula 21: Relación entre los diámetros del husillo	46
Fórmula 22: Momento flexionante	47
Fórmula 23: Esbeltez del husillo	48

Fórmula 24: Radio de inercia de la sección	48
Fórmula 25: Momento de inercia	48
Fórmula 26: Flecha máxima del husillo	49
Fórmula 27: Teoría de falla por energía de distorsión (Criterio ASME Elíptico)	52
Fórmula 28: Esfuerzo flexionante	53
Fórmula 29: Esfuerzo axial	53
Fórmula 30: Esfuerzo de torsión	53
Fórmula 31: Criterio ASME elíptico (reducido)	54
Fórmula 32: Esfuerzo flexionante (reducido)	54
Fórmula 33: Módulo de la sección	54
Fórmula 34: Fuerza tangencial	54
Fórmula 35: Fuerza radial	55
Fórmula 36: Momento flector máximo	56
Fórmula 37: Esfuerzo axial (reducido)	56
Fórmula 38: Esfuerzo de torsión (reducido)	56
Fórmula 39: Módulo polar de la sección	57
Fórmula 40: Criterio ASME elíptico (reducido y reemplazado)	57
Fórmula 41: Esfuerzo equivalente	57
Fórmula 42: Factor de superficie	57
Fórmula 43: Factor de tamaño	58
Fórmula 44: Límite de resistencia	60
Fórmula 45: Factor de concentración de esfuerzo normal por fatiga	63
Fórmula 46: Factor de concentración de esfuerzo cortante por fatiga	63

Fórmula 47: Deflexión permisible del husillo	65
Fórmula 48: Potencia del motor	67
Fórmula 49: Relación de transmisión del motor	67
Fórmula 50: Diámetro del piñón	69
Fórmula 51: Velocidad tangencial de los engranajes	72
Fórmula 52: Velocidad tangencial convertida	72
Fórmula 53: Fuerza tangencial de los engranajes	72
Fórmula 54: Esfuerzo flexionante	73
Fórmula 55: Factor de distribución de carga	73
Fórmula 56: Factor de proporción del piñón	74
Fórmula 57: Factor por alineamiento de engranado	74
Fórmula 58: Esfuerzo flexionante admisible ajustado	76
Fórmula 59: Número de ciclos	77
Fórmula 60: Esfuerzo de contacto	81
Fórmula 61: Esfuerzo de contacto admisible ajustado	82
Fórmula 62: Calor requerido en la máquina	85
Fórmula 63: Calor transferido por conducción	86
Fórmula 64: Área exterior del cilindro	86
Fórmula 65: Altura de la cuerda de la cuña	88
Fórmula 66: Profundidad del cuñero en el eje	89
Fórmula 67: Profundidad del cuñero en el cubo	90
Fórmula 68: Esfuerzo tangencial	91
Fórmula 69: Esfuerzo radial	92
Fórmula 70: Esfuerzo longitudinal	92

Fórmula 71: Esfuerzo de Von Mises	93
Fórmula 72: Costo de materia prima	106
Fórmula 73: Costo de depreciación anual	106
Fórmula 74: Potencia eléctrica consumida	107
Fórmula 75: Energía eléctrica consumida	108
Fórmula 76: Factor de mantenimiento	109
Fórmula 77: Costo de mano de obra de mantenimiento	110
Fórmula 78: Costo de repuestos de mantenimiento	110
Fórmula 79: Costos administrativos	112
Fórmula 80: Tasa de descuento (WACC)	113
Fórmula 81: Valor actual neto (VAN)	114
Fórmula 82: Tasa interna de retorno (TIR)	115
Fórmula 83: Período de recuperación de la inversión (PRI)	115



CAPÍTULO I
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1. Descripción de la Situación Problemática

La empresa “Envasadora Majes E.I.R.L.” es una empresa agroindustrial dedicada a la producción y comercialización de bebidas naturales en el sur del Perú.

“El producto bandera de esta empresa es la conocida bebida “Kiwifresh”, ya que el 80% de la producción de la empresa “Envasadora Majes E.I.R.L.” está enfocada en este producto. Esta empresa opera en los mercados de las regiones de Arequipa, Tacna, Moquegua, Cusco, Puno e Ica; siendo considerada como una de las empresas líderes en el sector de bebidas” (Envasadora Majes E.I.R.L., 2020)

La situación problemática se encuentra en el rubro económico y en el ambiental, ya que, según información de la misma empresa, esta se describe de la siguiente manera:

“No presenta perjuicio alguno al medio ambiente, cuenta con envases reciclables” (Envasadora Majes E.I.R.L., 2020).

Con esta información, se garantiza que la producción de botellas de plástico para el envasado de las bebidas naturales producidas por “Envasadora Majes E.I.R.L.” logra un resultado capaz de ser reciclado.

Sin embargo, enfocando un poco la producción directamente de las botellas de plástico por la empresa, se logró identificar de manera sencilla que en el proceso productivo de las botellas quedan mermas (residuos) de plástico, que terminarán siendo desechados y no son reutilizados por la empresa, lo que genera 2 consecuencias negativas:

- Reducción de la eficiencia productiva de la empresa, ya que no aprovechará todos los recursos disponibles, reduciendo sus utilidades.
- Daño ambiental, ya que, como es conocido, el plástico es uno de los materiales que más daño causa al medio ambiente, ya que su descomposición puede tardar entre 150 y 1000 años, y su caída al mar trae serios problemas e incluso causa la muerte de las especies marinas que habitan ahí.

La problemática principal del presente proyecto se enfoca en el uso de los pallets para transportar sus productos. En la actualidad, la empresa usa pallets de madera, ya que estos últimos son los más económicos a diferencia de los pallets de plástico virgen y los pallets de metal. Uno de los inconvenientes de los pallets de madera es su corta vida útil, ya que, con mucha frecuencia, estos requieren un mantenimiento para volver a usarse, al lado de la larga

vida útil de los pallets de plástico en general. Además de la vida útil, los pallets de madera ocasionan un tipo de contaminación denominada contaminación cruzada, a la cual hay que hacer frente cuando se almacenan y trasladan productos alimenticios.

Dada la situación problemática mostrada, se hace necesaria la innovación en la empresa “Envasadora Majes E.I.R.L.” que lleve a implementar un nuevo sistema enfocado al proceso productivo de las botellas de plástico, para que las mermas de plástico generadas en el proceso puedan ser utilizadas en un producto de primer uso en la empresa, y de esta manera se logre incrementar la eficiencia productiva de la empresa, así como reducir el daño ambiental por parte de la empresa, ocasionado por el plástico.

Para esta problemática, el nuevo sistema enfocado y viable para la empresa es el de la implementación de una máquina extrusora de plásticos, usando como materia prima las mermas de plástico, y que forme parte del proceso productivo, de tal manera que se pueda procesar estos residuos para lograr un nuevo producto (pallet de plástico) que se pueda usar en la misma empresa, ya que:

“En la planta de la empresa se generan aproximadamente 1 tonelada de mermas de plástico cada mes” (Envasadora Majes E.I.R.L., 2020).

Para esto se analizará adecuadamente el material a extruir en la máquina, verificando que tenga propiedades mecánicas adecuadas y que pueda resistir la carga de alimentos que se aplicará en los pallets.

2. Formulación del Problema

¿Cuál sería el diseño de una máquina extrusora de plástico, que trabaje con el sistema productivo y las condiciones de la empresa “Envasadora Majes E.I.R.L.”, para la producción de pallets de plástico reciclado?

3. Justificación del Proyecto

3.1. Importancia del Proyecto

Se dará relevancia a un nuevo procedimiento que se utilizará o aplicará; en este caso se trata de introducir en la empresa “Envasadora Majes E.I.R.L.” el procedimiento de la reutilización de mermas de plástico, producto del proceso habitual de la empresa para la fabricación de botellas de plástico; que tienen por objetivo ser usadas en el envasado de las bebidas producidas por la empresa.

Este procedimiento tiene una relevancia muy considerable, ya que se podrá poner en práctica la introducción de un nuevo tipo de producto para la empresa que será utilizado por la misma empresa como es el pallet de plástico, el producto será de muy bajo costo por parte de la empresa ya que parte de la materia prima serán los residuos del mismo proceso; teniendo principalmente costos de energía, costos de personal y otros costos adicionales. Además, se investigará sobre las propiedades mecánicas de los pallets de plástico reciclado, dando campo a la empresa “Envasadora Majes E.I.R.L.” para la utilización adecuada de este nuevo producto.

Por último, el beneficio de este proyecto será para la misma empresa, ya que se ahorrarán los costos de compra y mantenimiento de los pallets de madera que se usan convencionalmente en la empresa, y se tendrá un producto que no genere contaminación cruzada. El hecho de que la empresa introduzca un producto ecológico, también la beneficiará enormemente en términos de marketing y publicidad, ya que, hoy en día, son muchos los consumidores que prefieren elegir los productos de una empresa por el compromiso de la misma con el medio ambiente.

3.2. Alcance del proyecto

Para este proyecto, se contará con el respaldo de la empresa “Envasadora Majes E.I.R.L.” y con la información que proporcione la empresa sobre su proceso productivo que sea relevante para el mismo, es decir, sobre la producción de envases de plástico. De esta fuente se obtendrá la materia prima necesaria, el procedimiento necesario, etc. y como dato más importante los residuos producidos mensualmente, ya que, para este proyecto, esa será la materia prima principal. El alcance del proyecto será el siguiente.

- Selección del polímero para el que se diseñará la máquina y capacidad de la misma.
- Cálculo de parámetros geométricos y mecánicos del husillo de extrusión.
- Diseño de los elementos de la máquina (ejes, engranajes, rodamientos, etc.).
- Selección del sistema motriz, calentamiento y otros accesorios de la máquina.
- Elaboración del presupuesto de inversión de la máquina.
- Obtención de costos operativos y flujo de caja en la vida útil de la máquina, y sus respectivos VAN, TIR y PRI.
- Elaboración de planos mecánicos de la máquina.

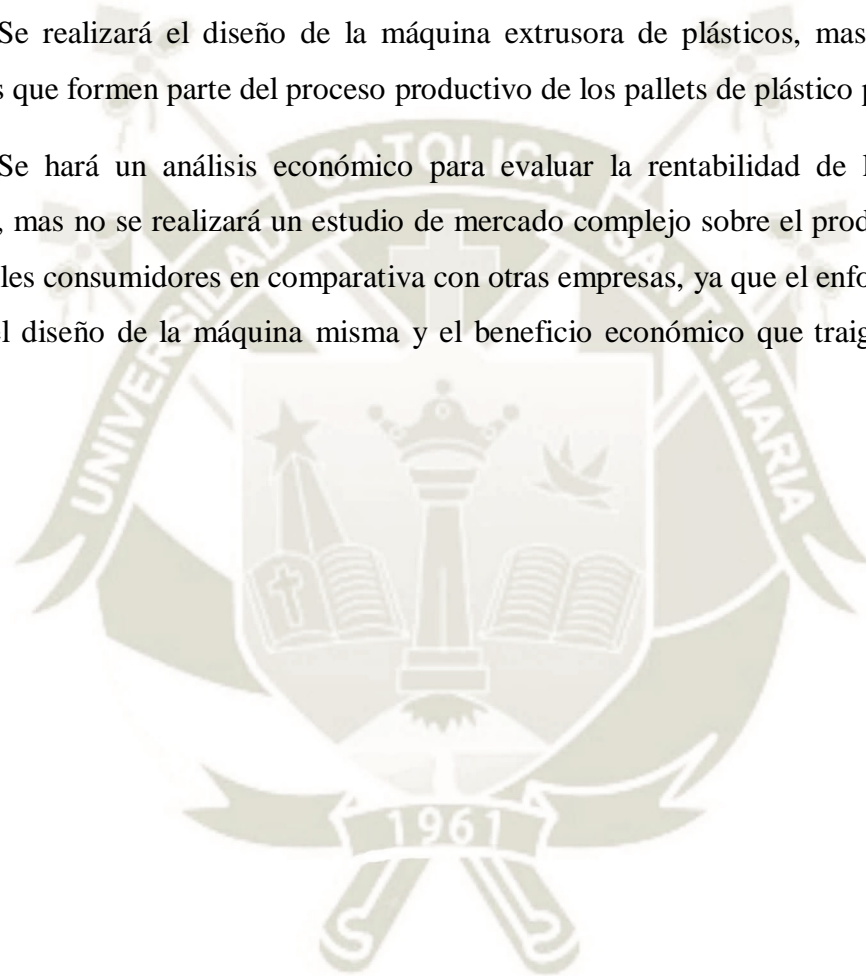
3.3. Limitaciones del Proyecto

Además de la solución al problema propuesto en este proyecto, la misma también contiene ciertas limitaciones, que serán las siguientes:

- No se desarrollará un prototipo, se realizará únicamente el diseño de detalle, con planos de diseño respectivos, mas la decisión de la implementación del prototipo quedará en manos de la propia empresa “Envasadora Majes E.I.R.L.”

- Se realizará el diseño de la máquina extrusora de plásticos, mas no del resto de máquinas que formen parte del proceso productivo de los pallets de plástico planteados.

- Se hará un análisis económico para evaluar la rentabilidad de la máquina y su producto, mas no se realizará un estudio de mercado complejo sobre el producto planteado y sus posibles consumidores en comparativa con otras empresas, ya que el enfoque del proyecto será en el diseño de la máquina misma y el beneficio económico que traiga para la misma empresa.



4. Objetivos

Objetivo General

- Diseñar una máquina extrusora de plástico capaz de operar con la capacidad de la empresa “Envasadora Majes E.I.R.L.” y producir pallets de plástico reciclado.

Objetivos Específicos

- Realizar el diseño mecánico de una máquina extrusora a partir de cálculos de elementos de máquinas.

- Seleccionar materiales, accesorios y equipos adecuados para la máquina, considerando los parámetros de operación de la misma.

- Generar planos mecánicos de la máquina partiendo de los cálculos justificativos y selección de componentes.

- Obtener una rentabilidad para el proyecto que logre un período de recuperación de la inversión menor a 3 años.



1. Antecedentes

En el medio que nos rodea, uno de los problemas con más resalto a nivel local, nacional e internacional es el calentamiento global y el deterioro del medio ambiente. Por esta razón, es necesario implementar maquinaria que pueda ser usada adecuadamente para el reciclaje de materiales de descomposición extremadamente larga.

1.1. El Plástico en el Perú y el Mundo

En las últimas décadas, se han utilizado polímeros para muchos de los instrumentos y amoblados de uso doméstico y diario en la mayoría de hogares y negocios a nivel global, en el Perú no cambia la situación, y es por eso que se busca de alguna u otra manera introducir un cambio.

1.1.1. El Plástico en el Perú

Se tomará en cuenta información de nuestro país. En promedio, cada persona en el Perú usa aproximadamente 30 kg de plástico al día. Haciendo un enfoque más minucioso en los productos plásticos, “anualmente la población peruana utiliza 3000 millones de bolsas plásticas; y una bolsa plástica se degradará en 400 años” (Ministerio del Ambiente, 2016).

1.1.2. El Plástico en el Mundo

“A nivel internacional, la producción de plástico anualmente es de 322 millones de toneladas; teniendo como países mayores productores a la República Popular China con el 28% de esta cifra, y a los Estados Unidos, con el 19% de esta cifra. Los países latinoamericanos en conjunto producen apenas un 4% de plástico a nivel global” (Plastics Europe, 2018)

“De todo el plástico producido anualmente a nivel global, solo el 9.5% es reciclado, mientras que el 75.5% es desechado” (EPA 2017). Todo esto indica que la cantidad de plástico que anualmente es desechada por la población a nivel global es increíblemente alta. Para el 2020, se espera que la producción anual de plástico sea de 500 millones de toneladas (Ver figura 1).



Figura 1: Producción mundial de plásticos a lo largo de los años

Fuente: Ministerio del Ambiente (2016)

1.2. Pallets

Los pallets (o también llamados parihuelas) son componentes importantes en la manipulación de productos, con un uso importante en almacenamiento y transporte de mercancías. Existen varias clasificaciones para los pallets, pero en este proyecto se enfocará la clasificación por material, ya que se analizará las posibles ventajas que traerá un pallet de plástico reciclado sobre otros tipos de pallets.

1.2.1. Pallets de Madera

Los pallets de madera, hoy en día, son el tipo de pallets más usados a nivel nacional e internacional; aunque el pallet de plástico tiene ventajas diferenciales, sigue usándose el pallet de madera por la mayoría de empresas, fundamentalmente por su bajo costo. Las ventajas de este tipo de pallet son las siguientes:

- Precio más bajo que los pallets de plástico.
- Tienen una fácil reparación si presentan daños, ya que tienen una estructura de listones de madera lo cual hace accesible y económica su reparación.
- Pueden reutilizarse y venderse pallets de madera de segunda mano.

Las desventajas de estos pallets son las siguientes:

- Tienen un gran peso, por lo que en envíos aéreos muchas veces se elige pallets plásticos para ahorrar costos.
- Corta vida útil (necesidad de reparación después de muy poco tiempo).
- En productos alimenticios puede ocasionar contaminación cruzada.

1.2.2. Pallets de Plástico

Los pallets de plástico, son menos usados hoy en día fundamentalmente por su elevado costo, pero tienen ciertas ventajas y desventajas respecto de los pallets de madera. Las ventajas son las siguientes:

- Fácil limpieza, con agua a presión o medios antibacterianos.
- Ligeros, este tipo de pallets suelen pesar sobre un 30% menos que los de madera, minimizando costos de envío.
- Fácil proceso de reciclado.
- Impermeabilidad, frente a cambios climáticos en exportaciones viene a ser una ventaja importante.
- Alta resistencia, para productos químicos y demás factores, ya que no se astillan a diferencia de los de madera.
- Rápido suministro, ya que no necesitan ningún tratamiento fitosanitario en su fabricación, siendo un suministro más rápido que el de los de madera.

Las desventajas son las siguientes:

- Costo elevado, siendo esta la principal desventaja.
- Una vez roto, su reparación es más complicada que los de madera.
- En modelos no estándar, tienen alto costo de producción para pedido especial.

“En lo referido a contaminación cruzada, es un tipo de contaminación que se da en el rubro alimenticio, ocurre cuando los alimentos no son almacenados correctamente, y en estos casos puede darse que las bacterias se transfieran de un producto a otro. Esto puede suceder al contacto entre alimentos crudos entre sí, del mismo modo cuando existe contacto entre un alimento cocido con un alimento crudo; en estos casos lo que ocurre es la posibilidad de que se proliferen microorganismos en el alimento” (Fundación Española de Nutrición, 2020)

2. Bases Teóricas para la Realización del Proyecto

2.1. Polímeros y Plásticos

Un polímero está formado por un conjunto de uniones de una gran cantidad de moléculas pequeñas llamadas monómeros, que dan origen a moléculas muy grandes, llamadas macromoléculas; las reacciones químicas que se hacen para conformar a un polímero o a las macromoléculas, son conocidas como polimerización (Ver figura 2).

“El término “plástico” fue generalizado para describir a los polímeros sintéticos a los cuales se les añade una serie de sustancias que facilitan su procesamiento o su utilización como materiales de ingeniería” (OIKOS Corporación E.I.R.L., 2000).

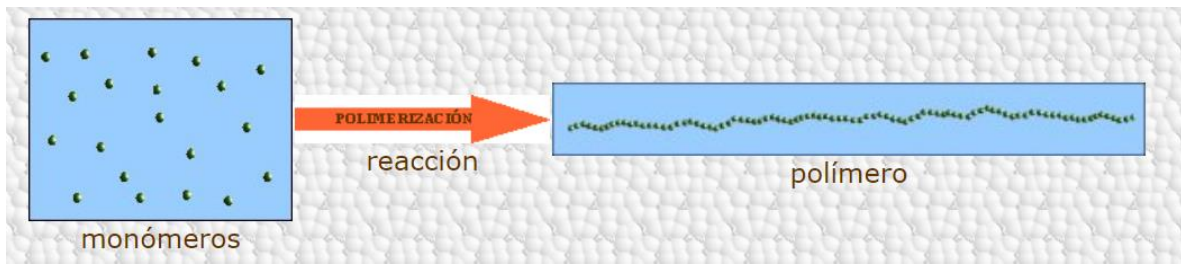


Figura 2: Proceso de polimerización

Fuente: *Naturaleza de los plásticos*, por C.M. López (2007)

2.1.1. Clasificación de los Plásticos

Según su origen, los polímeros pueden ser:

- Polímeros naturales: Son provenientes directamente del reino vegetal o animal. Por ejemplo: celulosa, almidón, proteínas, caucho natural, ácidos nucleicos, etc.
- Polímeros artificiales: Son el resultado de modificaciones mediante procesos químicos, de algunos polímeros naturales. Ejemplo: nitrocelulosa, etonita, etc.
- Polímeros sintéticos: Son los que se obtienen por procesos de polimerización controlados por el hombre a partir de materias primas de bajo peso molecular. Ejemplo: nylon, polietileno, cloruro de polivinilo, polimetano, etc.








Según su comportamiento, los plásticos pueden ser:

- Termoplásticos: Estos plásticos se vuelven deformables (comportamiento plástico) por acción del calor, de tal modo que se les puede dar forma reiteradas veces. Este fenómeno ocurre debido a que las cadenas moleculares no están unidas entre sí y al calentar el material pueden deslizarse unas respecto de otras adquiriendo posiciones nuevas, de manera que el conjunto en general puede tomar una nueva forma antes de solidificarse.
- Termoestables: Este tipo de plásticos, en su fabricación, pasan por una reacción que es conocida como degradación o fraguado. Luego de haber sufrido esta reacción no se les pueden volver a modelar, permanecerán en adelante con la forma que han adquirido en este proceso.
- Elastómeros: Este tipo de plásticos representa una condición intermedia entre los plásticos termoplásticos y los termoestables. Las distintas cadenas moleculares están enlazadas entre sí, pero por pocos puntos, y además las cadenas están plegadas. Por ello el plástico puede ser estirado, pero al cesar el esfuerzo por su estiramiento, vuelve a su forma original.

2.1.2. Materias Primas Usadas en Polímeros

Inicialmente, la mayoría de los plásticos se fabricaban con resinas de origen vegetal, como la celulosa (del algodón), el furfural (de la cáscara de la avena), aceites (de semillas), derivados del carbón o el almidón. A pesar de que la producción del nylon se basaba originalmente en el carbón, el aire y el agua, y de que el nylon 11 se fabrica todavía con semillas de ricino, hoy en día la mayoría de productos plásticos se elaboran a base de petróleo. Existen una gran variedad de diferentes polímeros que se fabrican para diversos productos (Ver tabla 1).

Tabla 1: Código y características del plástico para reciclado

Código de reciclado	Propiedades	Aplicaciones del envasado	Aplicaciones para el reciclado
 PETE	Polietileno tereftalato (PET, PETE). Transparencia, buenas propiedades como barrera al gas y la humedad, dureza y resistencia al calor.	Botellas de refrescos, así como otros envases de productos perecederos como salsas, comida precocida, etc.	Elaboración de textiles (fieltros y forro polar), fibras de relleno, cintas de audio/video, geotextiles, otras aplicaciones.
 HDPE	Polietileno de alta densidad (HDPE). Rigidez, resistencia al ataque químico y humedad, permeabilidad al gas, facilidad de procesado.	Botellas de leche, zumo, cosméticos, detergentes, bolsas de envase.	Botellas de detergentes, aceite para autos, tuberías, macetas, cubos, perfiles y sustituto de madera: bancos, suelos, etc.
 V	Cloruro de polivinilo (PVC). Resistencia al ataque químico, a la exposición solar, al calor, buen aislante y gran resistencia mecánica. Transparencia y facilidad de mezclado con otros componentes.	El rígido en botellas, envases, tuberías, carpintería, etc. El flexible en tubos médicos, piel sintética, pinturas, recubrimiento.	Alfombrillas, tuberías, panelado (estanterías de baja calidad), pavimentos, cajas eléctricas, conos y elementos varios.
 LDPE	Polietileno de baja densidad (LDPE). Químicamente similar al HDPE pero menos denso y más flexible.	Tapas flexibles para envases, botellas flexibles, film para todo tipo de bolsas (comida, ropa, envíos postales, etc.)	Envoltorios para transporte (de baja calidad), cubos, macetas, perfiles y elementos sustitutorios de la madera.
 PP	Polipropileno (PP). Buena resistencia química, alto punto de fusión, dureza, resistencia al calor, barrera a la humedad.	Aplicaciones que requieran resistencia al calor como componentes automotrices, contenedores de líquidos, etc.	Carcasas de baterías de vehículos, luces, fibras de escobas, cepillos, rejillas, herramientas, bandejas, etc.
 PS	Poliestireno (PS). Puede ser rígido o expandido, gran transparencia, propiedades aislantes y facilidad de procesado, con punto de fusión bajo y frágil.	Expandido: Bandejas y vasos desechables. Rígido: Cajas, tapas, contenedores, vajilla, cubiertos desechables, envases de yogurt.	Interruptores eléctricos, aislante térmico, percheros, embalaje de protección en aplicaciones de menor calidad de diseño.
 OTHER	Utilizados para materiales distintos a los anteriores o para mezclas complejas en los que los anteriores no son predominantes.	Todo tipo de aplicaciones.	Aplicaciones en los que no se requiera pureza del material reciclado, como perfiles sustitutos de madera.

Fuente: *Los plásticos residuales y sus posibilidades de valoración*, por Castells, Jurado de Gracia, Díaz de Santos (2012)

No todos estos plásticos tienen la misma capacidad de ser reciclados. Existe mayor facilidad para reciclar algunos plásticos, dependiendo de sus propiedades químicas (Ver tabla 2).

Tabla 2: Capacidad de reciclaje de los polímeros reciclables

Nombre	Significado	Capacidad de ser reciclado
PET	Polietileno tereftalato	Reciclable
HDPE	Polietileno de alta densidad	Reciclable
PVC	Cloruro de polivinilo	Muy poco reciclable
LDPE	Polietileno de baja densidad	Ocasionalmente reciclable
PP	Polipropileno	Ocasionalmente reciclable
PS	Poliestireno	Ocasionalmente reciclable
Otros	Plásticos mezclados.	Muy poco reciclable

Fuente: *Diseño de un sistema de extrusión-peletizado para el procesamiento de los residuos plásticos para la empresa municipal de la ciudad de Cuenca EMAC*. [Tesis de grado], por Cobos, Universidad Politécnica Salesiana (2011)

2.1.3. Reciclaje de Plásticos

El reciclaje es un procedimiento, mayormente industrial, que sirve para transformar desechos, residuos, productos usados, etc. en nuevos productos que puedan ser utilizados, o en materia prima para la fabricación de productos nuevos. Existen muchos materiales reciclables entre los cuales destacan papel, cartón, vidrio, madera, plásticos, hasta componentes eléctricos y electrónicos.

La industria del reciclaje, inculca en los ciudadanos la práctica de separación en los mismos. Esta separación es conocida como segregación de residuos, y existen normas en diferentes países que indican qué residuo corresponde a qué color. En el Perú, una norma utilizada es la norma técnica peruana NTP 900.058 (Ver figura 3).

CÓDIGO DE COLORES PARA LA SEGREGACIÓN DE RESIDUOS SÓLIDOS		
Norma Técnica Peruana-NTP 900.058 (2005) aprobada por INDECOPI		
Amarillo		Para metales
Verde		Para vidrio
Azul		Para papel y cartón
Bianco		Para plástico
Marrón		Para orgánicos
Rojo		Para residuos peligrosos
Negro		Para lo que no se puede reciclar y no es catalogado como residuo peligroso.

Figura 3: Código de colores de contenedores de basura usado en el Perú

Fuente: Ministerio del Ambiente (2016)

Para el reciclaje de los polímeros, existe un largo proceso que debe realizarse con un estricto control de calidad para garantizar un buen producto. Este proceso se representa en el diagrama de flujo siguiente (Ver figura 4).

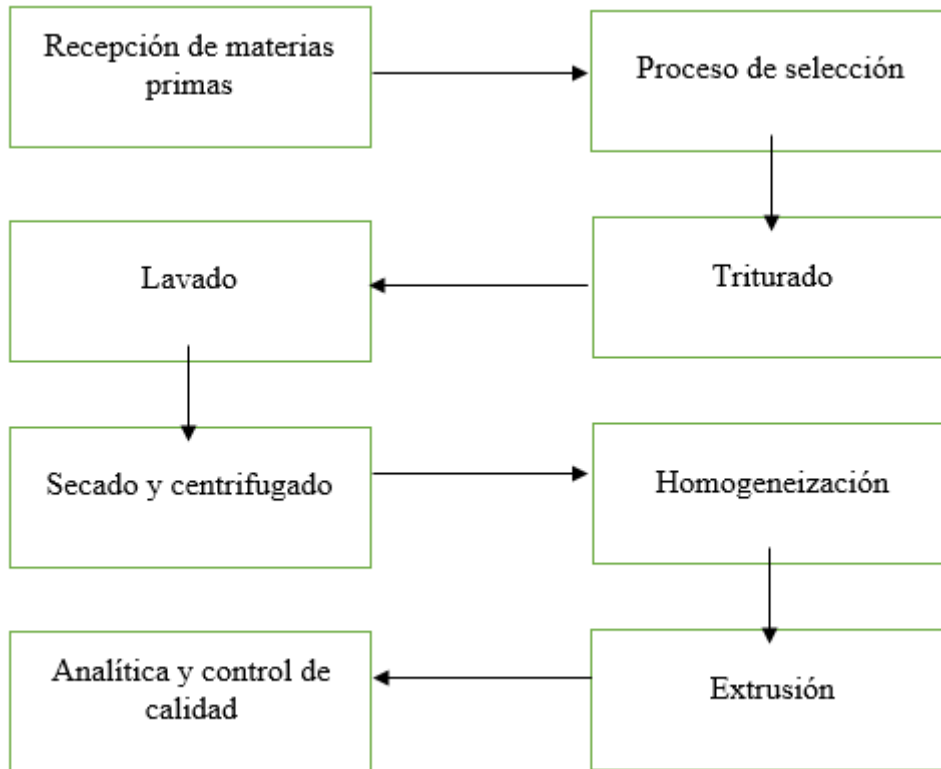


Figura 4: Diagrama de flujo del proceso de reciclaje de plástico

Fuente: Elaboración Propia

Entre las aplicaciones de los plásticos reciclados mostradas previamente, se puede destacar algunas de ellas mucho más usadas en la industria del reciclaje, ya que tienen un procedimiento más sencillo en su fabricación. Según la Asociación Profesional de Museólogos de España (APME), las aplicaciones del reciclaje en Europa (15 países) de estos polímeros, se pueden distribuir por sectores industriales (Ver tabla 3).

Tabla 3: Aplicaciones de destino de los plásticos reciclados

Doméstico (20%)		Distribución (40%)		Construcción (30%)		Otros (10%)	
Fibras de relleno	47%	Bolsas y film	74%	Cables	8%	Botellas	20%
Mobiliario	22%	Flejes	2%	Ventanas	5%	Automotriz	25%
Cubos	4%	Cajas	10%	Tuberías	40%	Agricultura	16%
Contenedores	18%	Pallets	14%	Varios	47%	Mobiliario	27%
Otros	10%					Varios	12%

Fuente: *Los plásticos residuales y sus posibilidades de valoración*, por Castells, Jurado de Gracia, Díaz de Santos (2012)

Como se puede apreciar en la tabla, el mayor uso que se le da a los plásticos reciclados es en la distribución de productos y materiales con un 40%, de los cuales un 14% son usados para pallets; de esta manera con un cálculo sencillo se obtendrá qué porcentaje de plástico reciclado es usado para fabricación de pallets, según esta fuente.

$$\%Pallets = 40\% * 14\%$$

$$\%Pallets = 5.6\%$$

Se tiene un porcentaje relativamente bajo comparado con la fabricación de bolsas, pero comparándolo con el resto de productos, se tiene un porcentaje alto.

2.2. Extrusoras de Plásticos

La extrusión es un proceso de compresión, en el cual un material con capacidad de fluir (por lo general, un material fundido) es obligado a atravesar una matriz, logrando un producto de sección transversal constante.

Este proceso puede emplearse no solamente para los plásticos, sino para otro tipo de productos, como en la industria ladrillera. En los plásticos, es usado en materiales netamente termoplásticos, ya que estos pueden ser modificados en su forma, para la fabricación de mangueras, láminas, botellas, tuberías, etc. Es un proceso continuo y muy usado en la industria de la transformación de plásticos.

Existen una variedad de tipos de extrusoras, se hará referencia en este proyecto a la extrusora de husillo, tipo monohusillo (con un solo tornillo), ya que esta es una de las más eficientes para transformación de termoplásticos granulados.

2.2.1. Tipos de Extrusoras

Las extrusoras más usadas en la industria de los plásticos son las siguientes:

2.2.1.1. Extrusoras de Fricción Viscosa

En este tipo de extrusoras se consigue el transporte del plástico fluido aprovechando las características físicas del mismo y la fricción que genera con las paredes metálicas del equipo, que transforma esta fricción en calor, lo cual ocasiona la fusión del polímero. Este tipo de extrusoras pueden ser de rodillos o de husillo.

2.2.1.1.1. Extrusoras de Rodillos

Son utilizadas para la fabricación de láminas y películas de plástico, basando su funcionamiento en el uso de rodillos planchadores, logrando la extrusión conocida como “extrusión plana” (Ver figura 5).



Figura 5: Extrusora de rodillos

Fuente: Gangwon special (2020)

2.2.1.1.2. Extrusoras de Husillo

Este tipo de extrusoras trabajan con un tornillo helicoidal, que traslada el polímero que previamente fue alimentado por una tolva, hasta el otro extremo de la máquina que consta de

una matriz, con la forma deseada por el usuario. Pueden ser monohusillo (Ver figura 6), que constan de un solo husillo, y doblehusillo, que constan de dos husillos, siendo estas las más costosas.



Figura 6: Extrusora de tornillo monohusillo

Fuente: EXAPRO (2020)

2.2.1.2. Extrusoras de Desplazamiento Positivo

En este tipo de extrusoras, el material a extruir es colocado en una cámara y posteriormente impulsado a través de una matriz, mediante un pistón mecánico o ariete de prensa; es decir, la extrusión es directa o en avance. Existen varios tipos de extrusoras de desplazamiento positivo.

2.2.1.2.1. Extrusoras de Pistón

Son extrusoras que funcionan con un cilindro, que tiene instalados elementos que le dan calefacción al material, la materia prima llega hasta el interior del cilindro donde el material debe ser plastificado y obligado a pasar a través de la boquilla, con un pistón hidráulico o mecánico (Ver figura 7). La desventaja de estas máquinas es que solo son capaces de producir piezas de longitud limitada.



Figura 7: Extrusora de pistón

Fuente: GMACH (2020)

2.2.1.2.2. Bombas de Extrusión

Se trata de bombas con pares de engranajes que deben ir acoplados y alojados en una carcasa de bomba, cuando un engranaje es impulsado éste mueve el engranaje correlativo. El movimiento del material es únicamente gracias al empuje de los dientes sobre el mismo por el lado de la carcasa de la bomba. El acoplamiento entre los dientes logra aislar el lado de descarga a presión, del lado de succión. El flujo de material es directamente proporcional a la frecuencia de rotación de los discos dentados logrando así un flujo de material constante (Ver figura 8).



Figura 8: Bomba de extrusión

Fuente: Maag Pump Systems AG (2020)

2.2.1.2.3. Extrusora de Tambor Rotatorio

Este equipo funciona con gravedad, ya que el material desciende e ingresa por el émbolo hasta la cámara, este recinto tiene un tambor rotatorio y un bastidor fijo. En la cámara, el polímero es movido por el cilindro rotor que lo pone en contacto con las paredes calientes

del bastidor y con el material que previamente ha sido fundido por la alta temperatura en la cámara, con lo que se logra la plastificación. El plástico así fundido es separado del cilindro rotatorio mediante una pieza en forma de cuchilla.

2.2.2. Componentes de una Extrusora

La extrusora que se diseñará para el presente proyecto será una de husillo, del tipo monohusillo, ya que la cantidad de merma que produce la empresa es baja y no justifica la inversión para el diseño y fabricación de una extrusora de doble husillo. La extrusora a diseñar deberá constar de los siguientes componentes:

2.2.2.1. Tolva

Componente de la máquina que se usa para la alimentación de material para la extrusora. Es aquí donde se verterá la merma plástica debidamente triturada y lavada para el inicio del proceso. El material triturado fluye por gravedad hasta llegar al fondo.

La tolva es un componente de un diseño simple pero muy importante ya que su diseño debe garantizar un flujo constante de material. Existen tolvas de sección transversal circular y de sección transversal cuadrangular; su diferencia en el proceso está en que las tolvas de sección circular ejercen una compresión de manera gradual sobre el plástico, y por lo tanto el flujo de material se hace más constante y adecuado. El flujo no depende exclusivamente de la forma de la tolva, sino de la distribución de material. Lo que se busca en el diseño de una tolva es que el material fluya en masa y evitar estancamientos (Ver figura 9).

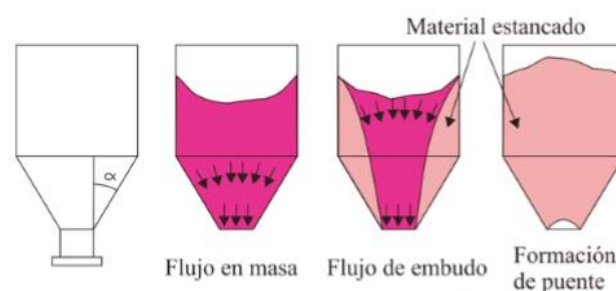


Figura 9: Flujo de material en una tolva de alimentación

Fuente: *Tecnología de los polímeros: Procesado y propiedades*, por Beltrán, Marcilla, Universidad de Alicante (2012)

En una extrusora de husillo, es importante que el flujo en la tolva sea uniforme, pero además el flujo a través del cilindro debe ser uniforme, para esto se analizarán sistemas de calentamiento, con lo que el flujo será adecuado.

2.2.2.2. Husillo de Extrusión

Es la parte más importante de la máquina ya que su función es el transporte del material a lo largo de todo el cilindro, al mismo tiempo que le brinda la presión necesaria para obligarlo a pasar por la matriz, adquiriendo la forma deseada. Este componente consiste en un cilindro de gran longitud rodeado por un filete helicoidal.

El material inicia en la tolva con presión atmosférica, y se va presurizando a medida que avanza por el husillo. El husillo debe ser diseñado para trabajar con un determinado material o combinación de materiales; esto quiere decir que no es común que un husillo sea adecuado para trabajar con varios materiales diferentes. Lo anterior se debe a las propiedades específicas del material como son el coeficiente de fricción, temperatura de fusión, viscosidad, calor específico, etc. Para el diseño de un husillo, se debe obtener todos los parámetros geométricos del mismo, considerando su material de trabajo y contexto operacional (Ver figura 10).

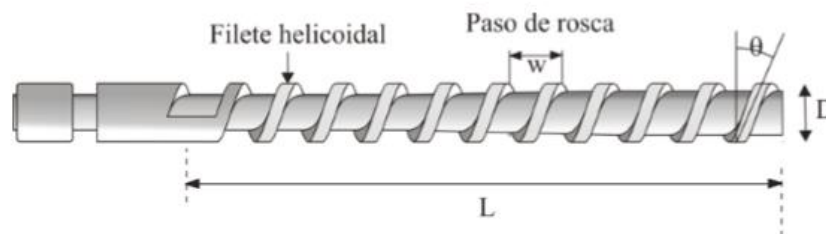


Figura 10: Parámetros de tornillo helicoidal de una máquina extrusora

Fuente: *Tecnología de los polímeros: Procesado y propiedades*, por Beltrán, Marcilla, Universidad de Alicante (2012)

2.2.2.3. Cilindro

Es el componente que alberga en su interior al sistema extrusor (en este caso, husillo). Debe estar fabricado de un acero resistente a la corrosión, porque además está sometido a

desgaste mecánico, por esto debería tener una resistencia similar o mayor a la del mismo husillo.

Para la extrusión de polímeros, el cilindro debe constar de una calefacción que logre derretir el fluido, que puede ser por resistencias eléctricas, sistemas de vapor, etc. De la misma manera, podría haber sistemas de enfriamiento, dependiendo del flujo de la máquina, estos podrían ser necesarios a la salida del plástico por la matriz con la función de controlar que no se exceda la temperatura, y estos pueden ser por líquidos o por aire (Ver figura 11).

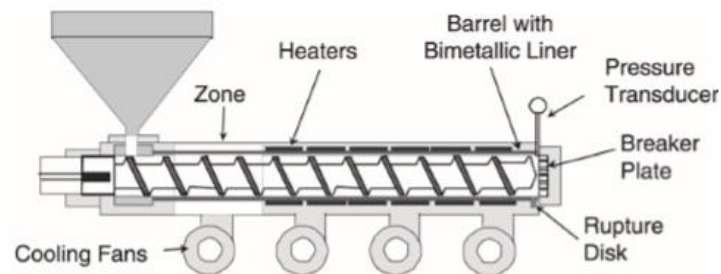


Figura 11: Cilindro de extrusión enfriado por aire

Fuente: *Extrusion: The Definitive Processing Guide and Handbook*, por Giles, Wagner, Mount, William Andrew Publishing (2013)

2.2.2.4. Plato Rompedor

Es la pieza que se encuentra al final del cilindro. Su función es servir de soporte a un grupo de filtros, que tienen como objetivo retener a las partículas contaminantes para que no pasen a la matriz, y no lleguen al producto final dándole una mejor calidad. Estos filtros, además, son capaces de homogenizar el material.

Los filtros se deben ubicar delante del plato rompedor, y deben estar dispuestos en gradiente, estando adelante los de la malla más ancha y bajándose la malla progresivamente. Un plato rompedor debe ser diseñado tal que las mallas puedan reemplazarse fácilmente ya que estos filtros se ensucian con facilidad. Además, el plato rompedor tiene agujeros pequeños por donde pasa el material luego de haber pasado los filtros.

2.2.2.5. Matriz

Es una parte fundamental de la extrusora que se encuentra ubicada al final del cilindro. Este componente facilita el flujo de material hacia el exterior, y debe tener la forma según el producto final deseado. Tiene como función principal moldear el polímero. (Ver figura 12).

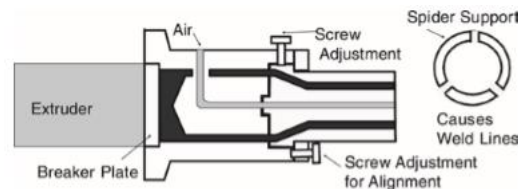


Figura 12: Matriz de una tubería como producto final

Fuente: *Extrusion: The Definitive Processing Guide and Handbook*, por Giles, Wagner, Mount, William Andrew Publishing (2013)

2.3. Parámetros a Calcular Para el Diseño de la Extrusora

Para el diseño de la extrusora será necesario calcular y seleccionar varios parámetros, entre elementos de máquinas, equipos, materiales, etc. Para esto, se especificará en este apartado los parámetros que serán calculados y sus respectivos métodos de cálculo.

- Geometría del husillo: Los parámetros geométricos del husillo serán calculados mediante las fórmulas y comparaciones del estudio de Savgorodny, como la relación Longitud diámetro, número de helicoides, paso del husillo, ancho del helicoides, etc.

- Potencia y revoluciones del husillo: Estos dos parámetros serán calculados de la misma manera, mediante fórmulas del estudio de Savgorodny.

- Presión del husillo: Para calcular la presión se requerirá la viscosidad, y para el cálculo de esta se utilizarán gráficas, cuyas entradas serán el material que se va a extruir, y a la velocidad de cizalla que se tendrá.

- Cargas en el husillo: Para hallarlas, se utilizarán parámetros como la presión y la potencia ya calculadas, y además deberá ser calculado el peso del husillo, para de esta manera tener cargas de torsión, flexión y axial, y poder hallar otros parámetros como esbeltez o flecha máxima.

- Eje: Se seleccionará un criterio de falla adecuado y se calcularán los esfuerzos bajo el método propuesto por el estudio de Budynas. Finalmente se calculará el factor de seguridad

del eje para un diámetro dado, con el criterio de falla seleccionado y se comprobará por el método de elementos finitos. También será diseñada más adelante la chaveta necesaria para el eje.

- Motor eléctrico y reductor: Se seleccionará un motor y un reductor de un fabricante acorde a la potencia y las revoluciones previamente calculadas.

- Engranajes: Se calculará parámetros de los engranajes necesarios para transmitir la potencia del eje motriz al eje receptor, considerando la velocidad de salida del eje motriz para el cálculo, bajo las normas AGMA.

- Calentadores: Se elegirá un sistema de calefacción adecuado para la máquina y se calculará por métodos de transferencia de calor la cantidad de potencia necesaria en el calefactor, y posteriormente se seleccionará de un fabricante el equipo adecuado para este fin.

- Plato rompedor y filtros: Se seleccionará un tamaño de filtro de un fabricante y su respectivo plato rompedor para el paso del fluido derretido.

- Análisis económico: Se buscará resultados en rentabilidad del proyecto calculando el VAN, el TIR, y el PRI previo análisis de presupuestos de fabricación y montaje de la máquina.

CAPÍTULO III

CÁLCULOS DE DISEÑO

Para el diseño de la extrusora, se deberá calcular los elementos mecánicos de la máquina utilizando los parámetros que se tienen a disposición, para de esta manera obtener el sustento necesario para la posterior generación de planos. Para realizar el cálculo de cada uno de los elementos de máquinas, se debe tener datos iniciales que debe utilizar la extrusora a fin de tener un resultado preciso y acorde a lo que se quiere diseñar.

La capacidad que tendrá la máquina es el dato más importante. El material a extruir no será únicamente merma, ya que el PET reciclado tiene propiedades mecánicas no tan buenas como el PET virgen, además que, como el PET es un polímero que no se destaca por sus propiedades mecánicas; es este el motivo por el cual el material a extruir será 70% PET virgen y 30% PET reciclado. En la tabla a continuación se muestran las diferencias entre las propiedades mecánicas de ambos materiales (Ver tabla 4).

Tabla 4: Propiedades mecánicas del PET virgen y el PET reciclado

Propiedades	PET virgen	PET reciclado
Módulo de Young (MPa)	1890	1630
Resistencia a la rotura (MPa)	47	24
Elongación a la rotura (%)	3.2	110
Resistencia al impacto (J/m)	12	20
IV (dl/g)	0.72-0.84	0.46-0.76
Temperatura de fusión (°C)	244-254	247-253
Peso molecular (g/mol)	81600	58400
Densidad (kg/m ³)	860	860
Poder calorífico (J/kg-°K)	1200-1350	1200-1350

Fuente: *Proceso de reciclaje del PET* [Mensaje en un blog], por Mariano, Tecnología de los plásticos (2011)

Como se puede apreciar, a pesar de tener la misma densidad ambos materiales, las propiedades mecánicas del PET virgen son superiores.

Para el diseño de la extrusora se usará como dato de flujo másico la cantidad de merma producida por la empresa, ya que esa es la cantidad de material que realmente se usaría.

Entonces, el flujo másico de la merma:

$$Q_{merma} = 1000 \frac{kg}{mes} * \frac{1 mes}{30 días} * \frac{1 día}{24 hr} = 1.38 \frac{kg}{hr}$$

Ya que la merma será el 30% del material, entonces aplicando una regla de 3:

$$1.38 \frac{kg}{hr} \rightarrow 30\%$$

$$Q_{total} \rightarrow 100\%$$

Entonces:

$$Q_{total} = 4.6 \frac{kg}{hr}$$

1. Cálculos del Husillo

1.1. Cálculos Geométricos del Husillo

El primer paso para el cálculo del husillo será definir la relación Longitud – Diámetro (L/D). Para esto, se tomará en cuenta información de un estudio.

“Generalmente, para la transformación del plástico se emplean extrusoras con husillo de diámetros que parten de 9 a 500 PP y relaciones (L: D) = (60; 40): 1. Es más corriente sin embargo una reacción (L: D) = (20; 25):1” (Morales, 2014)

Basándonos en esta información, y ya que la máquina a diseñar en el presente proyecto será una extrusora que no es de altas producciones, se deberá tomar una relación Longitud – Diámetro de entre 20 y 25.

Para elegir la relación correcta, tomaremos en cuenta que el caudal de producción de la máquina es bajo, por lo cual no se necesitará de un husillo tan complejo; además, se tomará en cuenta otra nota.

“Para la transformación del Tereftalato de polietileno (PET) se recomiendan husillo de 20D de manera que comprenda las tres zonas mencionadas” (Morales, 2014).

Con esto se puede concluir que la relación Longitud – Diámetro ideal será 20.

$$\frac{L}{D} = 20$$

1.1.1. Cálculo del Ángulo de Hélice

El siguiente paso será el cálculo del ángulo de hélice adecuado para el cilindro, basándonos en la siguiente ecuación propuesta por el estudio de Savgorodny.

$$\varphi = \arctg\left(\frac{t}{2 * \pi * R}\right) \quad (\text{Fórmula 1})$$

Donde:

R= Radio del canal (mm)

t= Paso del husillo (mm)

φ = Ángulo de la hélice (deg)

Para proceder con la ecuación, se tomará un nuevo dato de un estudio.

“Además, un gran porcentaje de husillos de extrusión utilizan un paso estándar (paso igual al diámetro del husillo) en la sección de dosificación, debido a que representa la mejor combinación de rendimiento general en la mayoría de los casos” (Plastics Technology México, 2019).

Teniendo en cuenta esto, reemplazando en la fórmula 1, se tiene:

$$\varphi = \arctg\left(\frac{1}{\pi}\right)$$

$$\varphi = 17.66^\circ$$

1.1.2. Cálculo del Diámetro del Husillo

Para calcular el diámetro del husillo, se tomará un artículo mencionado por el estudio de Beltrán y Marcilla.

“En general, cuanto mayor sea el diámetro del tornillo mayor será el caudal de material que la máquina es capaz de extruir. El efecto de otras variables como el ángulo de los filetes, no es tan claro” (Beltrán, Marcilla, 2012).

Con este dato, ya que el caudal de la máquina a diseñar es bajo, se elegirá un diámetro acorde con el caudal de la máquina, para no sobredimensionarla ni generar costos excesivos innecesarios.

$$D = 30 \text{ mm}$$

1.1.3. Cálculo de la Longitud del Husillo

Teniendo el diámetro del husillo calculado, solo deberemos recurrir a la relación Longitud – Diámetro previamente definida.

$$\frac{L}{D} = 20$$

$$L = 20 * 30 = 600 \text{ mm}$$

1.1.3.1. Cálculo de las Zonas del Husillo

El husillo a diseñar, tendrá 3 zonas bien definidas, que son las siguientes: Alimentación, compresión y dosificación. Cada una de estas zonas tendrá una longitud y un diámetro distinto, pudiendo ser de diámetro constante o variable. Según el estudio de Savgorodny, la longitud y diámetro de las zonas varía según el material que se vaya a extruir; en el caso del PET, como material universal, será de la siguiente manera (Ver figura 13).

“En la figura 8b se muestra un husillo universal de tres zonas exactamente definidas, cuyas longitudes corresponden a: alimentación 8D, compresión 7D y extrusión 5D” (Savgorodny, 1973).

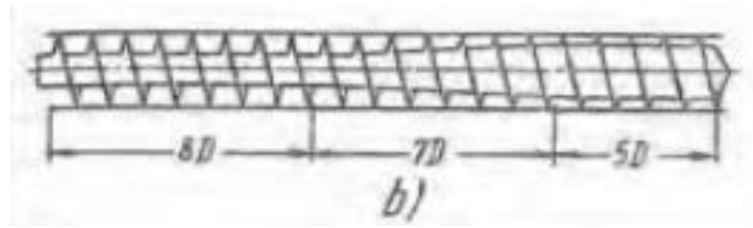


Figura 13: Longitudes de las zonas del husillo

Fuente: *Transformación de plásticos*, por Savgorodny, Gustavo Gili S.A. (1973)

Según este estudio, las zonas de alimentación y dosificación, deberán tener un diámetro de alma de husillo constante, mientras que la zona de compresión tendrá un diámetro de alma variable, siendo el diámetro total (alma + filete) constante a lo largo de todo el husillo.

Entonces, la longitud del tramo de alimentación será:

$$L1 = 8 * D$$

$$L1 = 8 * 30 \text{ mm} = 240 \text{ mm}$$

La longitud del tramo de compresión será:

$$L2 = 7 * D$$

$$L2 = 7 * 30 \text{ mm} = 210 \text{ mm}$$

La longitud del tramo de dosificación será:

$$L3 = 5 * D$$

$$L3 = 5 * 30 \text{ mm} = 150 \text{ mm}$$

Como se había indicado anteriormente, el paso del husillo tendrá las mismas dimensiones que el diámetro del mismo.

$$t = D = 30 \text{ mm}$$

Se deberá calcular los otros parámetros geométricos necesarios para poder realizar el diseño, tales como altura de filete, ancho de canal, ancho de filete y número de filetes (Ver figura 14).

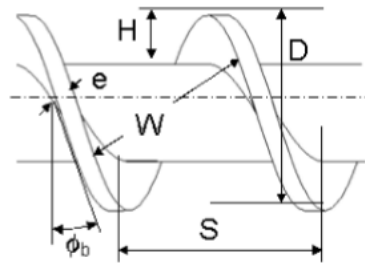


Figura 14: Parámetros geométricos de un tornillo extrusor

Fuente: *Metodología para el diseño de tornillos de máquinas extrusoras monohusillo* [Trabajo de investigación], por Gutiérrez, Bornacelli, Universidad Autónoma de Occidente (2008)

1.1.4. Cálculo de las Alturas de Filete

En este caso, puesto que en el tramo de alimentación y el de dosificación se tendrá un diámetro nominal de husillo constante, serán los tramos en los que deberá ser calculada la altura del filete, mientras que el tramo de compresión tendrá diámetro nominal de husillo variable, entre estos dos diámetros a calcular. Para tener una referencia de las alturas de filete, se tomará en cuenta una tabla realizada por Savgorodny (Ver tabla 5).

Tabla 5: Parámetros geométricos de los husillos, en milímetros

D (mm)	t (mm)	h1 (mm)	h3 (mm)	e (mm)
32	32	6	1.9	3.8
45	45	8	2.1	5
63	63	9.6	2.4	6.3
90	90	11.2	2.8	9
125	125	13.5	3.2	12
160	160	15	3.7	15

Fuente: *Transformación de plásticos*, por Savgorodny, Gustavo Gili S.A. (1973)

Donde:

D: Diámetro (mm)

t: Paso (mm)

h1: Altura de filete en zona de alimentación (mm)

h3: Altura de filete en zona de dosificación (mm)

e: Anchura de la cresta del filete (mm)

La tabla mostrada, aplica para transformación de polímeros a base de etileno, por lo que es adecuada. El diámetro con el que trabajará el husillo a diseñar es de 30 mm, por lo que para h1 se tiene:

$$32 \text{ mm} \rightarrow 6 \text{ mm}$$

$$30 \text{ mm} \rightarrow h1$$

Luego:

$$h1 = 5.7 \text{ mm}$$

Para h3 se tiene:

$$32 \text{ mm} \rightarrow 1.9 \text{ mm}$$

$$30 \text{ mm} \rightarrow h3$$

Luego:

$$h3 = 1.8 \text{ mm}$$

Ahora, se calculará el diámetro de la parte del alma del husillo en la zona de alimentación y dosificación.

En la zona de alimentación, por geometría, se tiene:

$$d1 = D - 2 * h1$$

$$d1 = 30 \text{ mm} - (2 * 5.7 \text{ mm}) = 18.6 \text{ mm}$$

Para la zona de compresión, no se calculará el diámetro de la parte del alma ya que este será un diámetro variable. Entonces para la zona de dosificación, se tiene:

$$d3 = D - 2 * h3$$

$$d3 = 30 \text{ mm} - (2 * 1.8 \text{ mm}) = 26.4 \text{ mm}$$

1.1.5. Cálculo de Ancho de Canal y de Filete

Para el cálculo de los anchos, este diseño se basará en ecuaciones empíricas propuestas por Savgorodny en su estudio.

Para el ancho de canal, la fórmula es la siguiente:

$$w = (0.8 \div 1.2) * D \quad (\text{Fórmula 2})$$

Se tomará como valor de multiplicador, el valor neutral de 1. Entonces:

$$w = 1 * 30 \text{ mm} = 30 \text{ mm}$$

Para el ancho del filete, la ecuación es la siguiente:

$$e = (0.06 \div 0.1) * D \quad (\text{Fórmula 3})$$

El multiplicador que se elija, deberá ser un número que haga que el ancho del filete coincida aproximadamente con las dimensiones mostradas en la tabla 5. Por esta razón, se elegirá el multiplicador como 0.1.

$$e = 0.1 * 30 = 3 \text{ mm}$$

El resultado es adecuado ya que es menor que 3.8 mm, que era el máximo valor que no debía sobrepasar según la tabla 5.

1.1.6. Cálculo del Número de Filetes

Según estudios de este tipo de máquinas, es sugerido que cuando se trabaja con PET, el número de filetes sea una dimensión similar a la relación Longitud – Diámetro calculada previamente. Entonces:

$$N_{filetes} = \frac{L}{D} \quad (\text{Fórmula 4})$$

$$N_{filetes} = \frac{600 \text{ mm}}{30 \text{ mm}} = 20 \text{ filetes}$$

Una vez que ya se tienen todos los parámetros geométricos del husillo a diseñar, se procederá a calcular los parámetros de funcionamiento del mismo, para que pueda operar bajo las condiciones especificadas.

1.2. Cálculo de la Potencia de Accionamiento y Revoluciones del Husillo

Para calcular la potencia de accionamiento del husillo, se calculará primero las revoluciones por fórmula para luego calcular la potencia del mismo modo.

$$\gamma = \frac{\pi * D * n}{h3 * 1s} \quad (\text{Fórmula 5})$$

Donde:

γ : Velocidad de cortadura del fluido (1/s)

D: Diámetro del husillo (mm)

n: Velocidad angular del husillo (rev/seg)

h3: Altura de filete en la zona de dosificación (mm)

El parámetro γ está directamente relacionado con la viscosidad dinámica del fluido y con la temperatura del mismo. La temperatura depende de la viscosidad del polímero, de una manera diferente en cada uno (Ver figura 15).

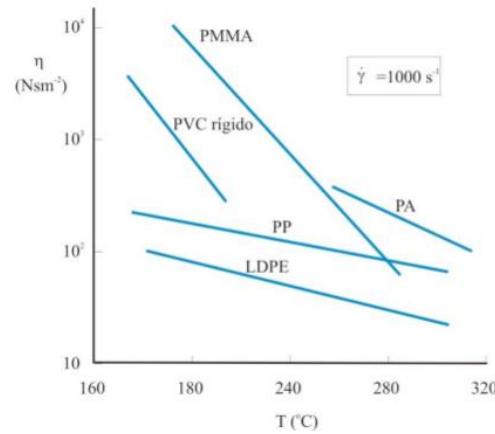


Figura 15: Dependencia de la viscosidad de distintos polímeros con la temperatura

Fuente: *Tecnología de polímeros: Procesado y propiedades*, por Beltrán, Marcilla, Universidad de Alicante (2012)

La velocidad de cortadura del fluido varía dependiendo del procedimiento a realizar. Para esto, se tiene información en el estudio de Beltrán y Marcilla, que indica las velocidades de cortadura para distintos procedimientos (Ver tabla 6).

Tabla 6: Rango de velocidades de cizalla en diversos procesos

Proceso	Velocidades de deformación (s ⁻¹)
Sedimentación	10 ⁻⁶ - 10 ⁻⁴
Moldeo por compresión	10 ⁰ - 10
Calandrado	10 ¹ - 10 ²
Flujo a través de tubos	10 ⁰ - 10 ³
Extrusión	10 ² - 10 ³
Inyección	> 10 ³

Fuente: *Tecnología de los polímeros: Procesado y propiedades*, por Beltrán, Marcilla, Universidad de Alicante (2012)

Según esta tabla, las velocidades para extrusión son entre 100 y 1000, pero en la práctica es muy usado el valor de 100 s⁻¹, y este será el valor que se usará en el presente diseño.

Entonces, reemplazando en la fórmula 5:

$$100 \frac{1}{s} = \frac{\pi * 30 \text{ mm} * n}{1.8 \text{ mm} * 1s}$$

$$n = 1.9098 \frac{rev}{seg} * \frac{60 seg}{1 min} = 114.58 rpm$$

Para el cálculo de la potencia, se usará una fórmula de número de revoluciones, que es un parámetro conocido, propuesta por el estudio de Savgorodny.

$$n = \frac{K^2 * N}{\pi * D^3} \quad (\text{Fórmula 6})$$

Donde:

N: Potencia requerida (W)

D: Diámetro del husillo (mm)

n: Revoluciones del husillo (rpm)

K: Factor de proporcionalidad, igual a 66.7

Entonces, despejando la potencia, se tiene:

$$N = \frac{114.58 rpm * \pi * (30 mm)^3}{66.7^2}$$

$$N = 2184.6 W = 2.18 kW$$

El valor hallado de la potencia es un valor razonable, acorde con el flujo másico del equipo.

1.3. Cálculo de la Presión del Husillo

Para calcular la presión necesaria para el trabajo de extrusión, es muy importante tomar en cuenta las características del material, como la viscosidad dinámica del mismo y su temperatura de fusión.

“La temperatura de fusión del PET es aproximadamente de 260°C” (Sbarski, 2007).

Para el presente proyecto, se tomará como la temperatura interior del cilindro 280°C. Además, se puede observar que cada material tiene una viscosidad diferente por cada

temperatura; esto para una velocidad de cortadura específica (Ver figura 16). De manera similar, existen curvas de materiales, para una temperatura específica, que pueden relacionar una viscosidad por cada velocidad de cortadura diferente.

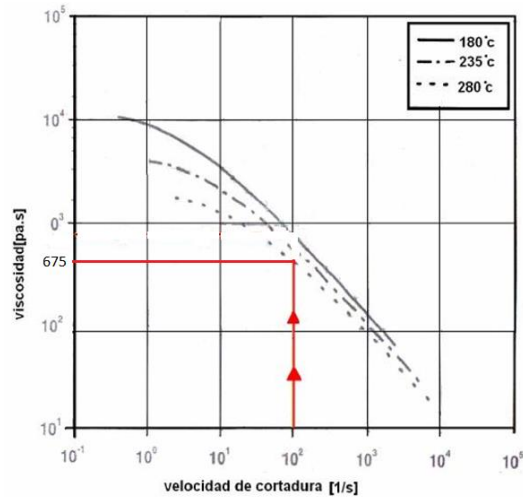


Figura 16: Intervalos de viscosidad del PET

Fuente: *Introducción a la química de los polímeros*, por Seymour, Carraher, Reverté S.A. (1995)

La gráfica mostrada es para el PET, y hace referencia a la viscosidad del material a diversas velocidades de cortadura y temperaturas de trabajo. Como ya se sabe, la velocidad de cortadura del material para el presente proyecto es de 100, y la temperatura de trabajo será de 280°C. Según la gráfica, se tiene que la viscosidad del material será de 675.

$$\mu = 675 \text{ Pa.s}$$

Para el cálculo de la presión máxima de extrusión, se usará la siguiente fórmula.

$$P_{max} = \frac{6 * \pi * D * L * n * \mu}{h^3 * \tan(\varphi)} \quad (\text{Fórmula 7})$$

Donde:

D: Diámetro del husillo (m)

L: Longitud del husillo en la zona de dosificación (m)

n: Velocidad angular del husillo (rev/seg)

μ : Viscosidad dinámica (Pa.s)

h_3 : Altura de filete en la zona de dosificación (m)

φ : Ángulo de hélice (deg)

Para esto, es necesario calcular las revoluciones por segundo de la máquina. Se tiene:

$$n = 114.58 \frac{rev}{min} = 1.9096 \frac{rev}{seg}$$

Para la fórmula 7 debe usarse la longitud del husillo en la zona de dosificación, que es 150 mm. Todos los parámetros de esta fórmula han sido previamente calculados, entonces se tiene:

$$P_{max} = \frac{6 * \pi * (0.030 m) * (0.15 m) * (1.9096 rev/s) * (675 Pa.s)}{(0.0018 m)^2 * \tan(17.66^\circ)}$$

$$P_{max} = 106 MPa$$

1.4. Cálculo de las Cargas Presentes en el Husillo

Es necesario el cálculo de cargas presentes en el husillo, con el objetivo de certificar que los parámetros geométricos previamente calculados sean adecuados, y que la máquina resista un husillo de estas características. Para determinar cuáles son las cargas presentes en el husillo, se tomará en cuenta el estudio realizado por Savgorodny. Según este estudio, existe una serie de reacciones, fuerzas y momentos en un husillo extrusor (Ver figura 17).

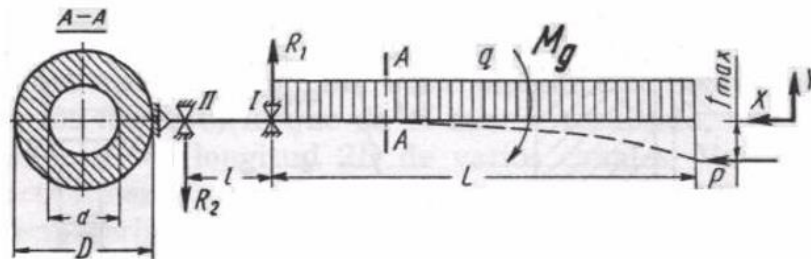


Figura 17: Diagrama de fuerzas de un husillo

Fuente: *Transformación de plásticos*, por Savgorodny, Gustavo Gili S.A. (1973)

Como se puede apreciar, en el husillo existe una carga distribuida “q” causada por el propio peso del husillo, para lo cual será necesario determinar el peso del mismo definiendo previamente el material. Además, existe una carga “P”, que está dirigida en sentido axial, causada por la presión del fluido; en el gráfico se observa además un momento de giro “Mg”, además de las reacciones “R1” y “R2”. La flecha máxima se ubica al final del husillo y también será necesario calcularla.

1.4.1. Cálculo del Peso del Husillo

Para calcular el peso del husillo, antes es necesario fijar el material del husillo, acorde a las condiciones necesarias de trabajo.

1.4.1.1. Selección de Material para el Husillo

Para el husillo es necesario definir un material que sea resistente a la corrosión, que pueda resistir la temperatura de trabajo para la extrusión del PET, y que entre sus aplicaciones se encuentren ejes o elementos de máquinas rotatorios.

Para el presente proyecto se eligió como material del husillo el acero DIN 42CrMb4, que cumple con todos los requisitos previamente descritos. Esto se muestra a continuación.

“Barras de acero aleado al Cromo-Molibdeno, con buena penetración para tratamiento térmico de templado. Ideales para aplicaciones que requieran una alta resistencia a la torsión, tracción, flexión e impactos [...]. Usos: Ejes, engranajes, cigüeñales, bielas, rotores, tuercas y pernos sometidos a esfuerzos de torsión, tracción, flexión e impactos” (Aceros RAY, 2020).

La presencia de cromo entre sus materiales aleantes, garantiza la resistencia del acero a la corrosión. La composición química de este material es la siguiente (Ver tabla 7).

Tabla 7: Composición química del acero DIN 42CrMb4

% C: Carbono	% Cr: Cromo	% Mo: Molibdeno	% Mn: Manganeso	% Si: Silicio	% P: Fósforo	% S: Azufre
0,38 - 0,43	0,80 - 1,10	0,15 - 0,25	0,75 - 1,00	Max: 0,4	Max: 0,035	Max: 0,04

Fuente: Aceros RAY (2020)

Las propiedades mecánicas de este material se encuentran en el Anexo 1. Para este material, existen tratamientos térmicos que aplicarse y a diversas temperaturas. Ya que la aplicación es un husillo, el tratamiento será templado y revenido, a 425°C.

Ahora que ya se tiene definido el material, es necesario calcular el volumen del husillo, ya que, con el volumen definido y la densidad del material definida, se obtendrá fácilmente el peso del husillo.

1.4.1.2. Cálculo del Volumen del Husillo

El volumen será distinto en cada una de las 3 zonas del husillo, ya que el diámetro de la parte del alma del mismo es distinto. Se calculará parte por parte, calculando también el volumen de los filetes.

Zona de alimentación:

Primero se calculará el volumen de la parte del alma. Entonces se tiene:

$$V_{1a} = \pi * \left(\frac{d1}{2}\right)^2 * L1 \quad (\text{Fórmula 8})$$

$$V_{1a} = \pi * \left(\frac{0.0186 \text{ m}}{2}\right)^2 * (0.240 \text{ m}) = 6.5212 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

El siguiente paso será calcular el volumen de los filetes de esta zona. Para esto, se hará una aproximación, asumiendo el filete de la forma de un paralelepípedo, que tendrá como base, el ancho del filete; como altura, la propia altura del filete en ese punto, y como profundidad, la longitud del filete que debe ser previamente calculada (Ver figura 18).

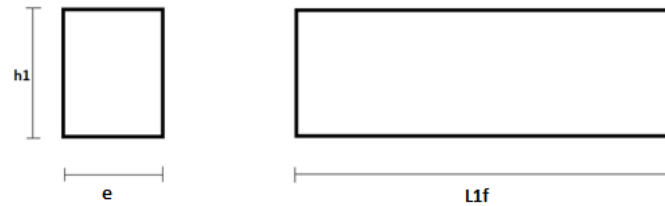


Figura 18: Vistas frontal y lateral del filete en la zona de alimentación

Fuente: Elaboración propia

Tomando el filete de esta manera, será factible calcular el volumen del mismo, pero para poder calcular la longitud del filete “L1f”, se tiene en cuenta que cada filete gira alrededor de todo el perímetro de la parte del alma del husillo, y que, además, ocupa axialmente el paso del mismo. Bajo este razonamiento, por el teorema de Pitágoras, se tiene:

$$L1f = \sqrt{(\pi * d1)^2 + t^2} \quad (\text{Fórmula 9})$$

Donde:

L1f: Longitud de filete en zona de alimentación (m)

d1: Diámetro de la parte del alma del husillo en zona de alimentación (m)

t: Paso del husillo (m)

$$L1f = \sqrt{(\pi * 0.0186 \text{ m})^2 + (0.030 \text{ m})^2} = 0.06568 \text{ m}$$

Entonces el volumen de los filetes en la zona de alimentación, será el volumen de este paralelepípedo, multiplicado por el número de filetes existentes en la zona de alimentación.

$$V_{1f} = L1f * h1 * e * n_{filetes} \quad (\text{Fórmula 10})$$

Donde:

V_{1f}: Volumen de filetes en zona de alimentación (m³)

L1f: Longitud del filete en zona de alimentación (m)

e: Espesor de filete (m)

n: Número de filetes en zona de alimentación

$$V_{1f} = 0.06568 \text{ m} * 0.0057 \text{ m} * 0.003 \text{ m} * 8$$

$$V_{1f} = 8.9850 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Finalmente, el volumen total de la zona de alimentación, será la suma de ambos volúmenes.

$$V_{1t} = V_{1a} + V_{1f}$$

$$V_{1t} = (6.5212 \times 10^{-5} \text{ m}^3) + (8.9850 \times 10^{-6} \text{ m}^3)$$

$$V_{1t} = 7.4197 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Zona de compresión:

Para la zona de compresión, el cálculo será un poco más complejo ya que se tiene un diámetro de la parte del alma variable, y, por lo tanto, altura del filete también variable. Para la parte del alma, se hallará el volumen del elemento como si fuera un cono sin punta (sección variable), entonces se tiene:

$$V_{2a} = \frac{\pi}{3} * \left(\left(\frac{d1}{2} \right)^2 + \left(\frac{d1}{2} \right) * \left(\frac{d3}{2} \right) + \left(\frac{d3}{2} \right)^2 \right) * L2 \quad (\text{Fórmula 11})$$

$$V_{2a} = \frac{\pi}{3} * \left(\left(\frac{0.0186 \text{ m}}{2} \right)^2 + \left(\frac{0.0186 \text{ m}}{2} \right) * \left(\frac{0.0264 \text{ m}}{2} \right) + \left(\frac{0.0264 \text{ m}}{2} \right)^2 \right) * 0.210 \text{ m}$$

$$V_{2a} = 8.4334 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Para los filetes, se tomará de la misma manera el filete, pero como la parte del alma tiene sección variable, sobre el paralelepípedo se ubicará un sólido triangular, ya que la altura del filete irá reduciéndose hasta llegar a un valor constante en la zona de dosificación (Ver figura 19).

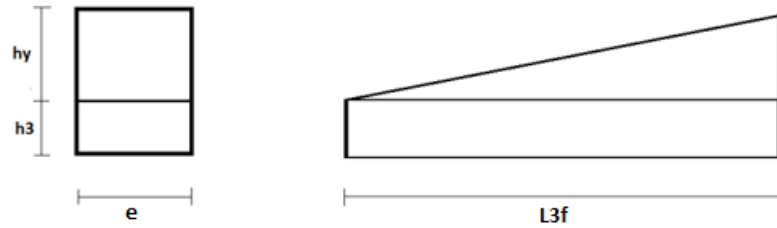


Figura 19: Vistas frontal y lateral del filete en la zona de compresión

Fuente: Elaboración propia

Entonces se tiene:

$$V_{2f} = \left(L3f * h3 * e + \frac{L3f * hy}{2} * e \right) * n_{filetes} \quad (\text{Fórmula 12})$$

Para el cálculo de “L3f”, como en el caso anterior, se usará el teorema de Pitágoras.

$$L3f = \sqrt{(\pi * d3)^2 + t^2} \quad (\text{Fórmula 13})$$

$$L3f = \sqrt{(\pi * 0.0264)^2 + 0.030^2} = 0.0882 \text{ m}$$

El parámetro “hy” es la parte variable de la altura del filete. Para su cálculo, se sabe que:

$$h3 + hy = h1$$

Entonces:

$$1.8 \text{ mm} + hy = 5.7 \text{ mm}$$

$$hy = 3.9 \text{ mm}$$

Entonces, reemplazando en la fórmula 12, se tiene.

$$V_{2f} = \left(0.0882 \text{ m} * 0.0018 \text{ m} * 0.003 \text{ m} + \frac{0.0882 \text{ m} * 0.0039 \text{ m}}{2} * 0.003 \text{ m} \right) * 7$$

$$V_{2f} = 6.9457 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Finalmente, el volumen total de la zona de compresión, será la suma de ambos volúmenes.

$$V_{2t} = V_{2a} + V_{2f}$$

$$V_{2t} = (8.4334 \times 10^{-5} \text{ m}^3 + 6.9457 \times 10^{-6} \text{ m}^3)$$

$$V_{2t} = 9.1279 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Zona de dosificación:

Para esta zona, el cálculo será similar al de la zona de alimentación, ya que ambas tienen diámetro de la parte del alma constante. Para la parte del alma se tiene:

$$V_{3a} = \pi * \left(\frac{d3}{2}\right)^2 * L3 \quad (\text{Fórmula 14})$$

$$V_{3a} = \pi * \left(\frac{0.0264 \text{ m}}{2}\right)^2 * 0.150 \text{ m}$$

$$V_{3a} = 8.2108 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Para los filetes, se tiene:

$$V_{3f} = L3f * h3 * e * n_{filetes} \quad (\text{Fórmula 15})$$

Habiendo calculado “L3f” en la fórmula 15, entonces se tiene:

$$V_{3f} = 0.0882 \text{ m} * 0.0018 \text{ m} * 0.003 \text{ m} * 5$$

$$V_{3f} = 2.3814 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Finalmente:

$$V_{3t} = V_{3a} + V_{3f}$$

$$V_{3t} = 8.2108 \times 10^{-5} \text{ m}^3 + 2.3814 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$V_{3t} = 8.4489 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Entonces, el volumen total del husillo, será la suma de las 3 zonas.

$$V_t = V_{1t} + V_{2t} + V_{3t}$$

$$V_t = 7.4197 \times 10^{-5} \text{ m}^3 + 9.1279 \times 10^{-5} \text{ m}^3 + 8.4489 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_t = 2.4996 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Ya que la densidad relativa del acero DIN 42CrMb4 es 7.87 (Ferrocortes, 2020), entonces el peso del husillo será:

$$w = \rho * V_t \quad (\text{Fórmula 16})$$

$$w = 7870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 2.4996 \times 10^{-4} \text{ m}^3 = 1.967 \text{ kg}$$

El peso calculado va acorde a las dimensiones predefinidas del husillo.

Entonces, ya que, según la figura 17 existe una carga distribuida “q” a causa del peso, se tiene:

$$q = \frac{w}{L} \quad (\text{Fórmula 17})$$

$$q = \frac{1.967 \text{ kg}}{0.6 \text{ m}} = 3.27 \frac{\text{kg}}{\text{m}} = 32.07 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

1.4.2. Cálculo del Momento de Giro del Husillo

Como se pudo detallar en la figura 17, el husillo tiene un momento de giro presente, el cual será calculado con la siguiente fórmula propuesta por Savgorodny (1973).

$$M_g = 9550 * \frac{N}{n} \quad (\text{Fórmula 18})$$

Donde:

Mg: Momento de giro (N.m)

N: Potencia del motor (kW)

n: Revoluciones por minuto del husillo (rpm)

Cabe destacar que, el autor del estudio de donde se obtuvo la fórmula 20 utilizó la constante “9550” como un factor de conversión para poder tener las unidades en el sistema internacional.

Entonces:

$$M_g = 9550 * \frac{2.18 \text{ kW}}{114.58 \text{ rpm}} = 181.69 \text{ N.m}$$

1.4.3. Cálculo de la Fuerza Axial

A continuación, se hallará la fuerza axial “P”, para la cual se usará la siguiente expresión:

$$P = F * p \quad (\text{Fórmula 19})$$

Donde:

F: Superficie de la sección transversal del husillo, sobre la que ejerce presión el material (m²)

p: Presión ejercida por el material (N/m²)

Para calcular la superficie de la sección transversal del husillo, se deberá recurrir a una nueva expresión propuesta por Savgorodny (1973).

$$F = \frac{\pi * D^2}{4} * (1 - u^2) \quad (\text{Fórmula 20})$$

Donde la incógnita “u” hace referencia a la relación existente entre los diámetros del husillo; es decir, la relación entre d1 y d3; esto tendrá que ser calculado primero.

$$u = \frac{d_1}{d_3} \quad (\text{Fórmula 21})$$

$$u = \frac{18.6 \text{ mm}}{26.4 \text{ mm}} = 0.7045$$

Luego, reemplazando en la fórmula 20 para hallar la superficie, se tiene.

$$F = \frac{\pi * (0.030 \text{ m})^2}{4} * (1 - 0.7045^2)$$

$$F = 3.5603 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Finalmente, reemplazando este valor en la fórmula 19 para hallar la fuerza, usando además un factor de conversión, se tiene.

$$P = 106 \frac{MN}{m^2} * 3.5603 \times 10^{-4} \text{ m}^2 * \frac{1000000 \text{ N}}{1 \text{ MN}}$$

$$P = 37739.18 \text{ N}$$

1.4.4. Cálculo del Momento Flexionante del husillo

Para calcular el momento flexionante por el peso propio se tiene la siguiente fórmula propuesta por Savgorodny (1973).

$$M_f = \frac{q * L^2}{2} \quad (\text{Fórmula 22})$$

Donde:

q: Carga distribuida en el husillo (N/m)

L: Longitud del husillo (m)

$$M_f = \frac{32.07 \frac{N}{m} * (0.6 \text{ m})^2}{2} = 5.7726 \text{ N.m}$$

1.4.5. Cálculo de la Esbeltez y Flecha Máxima

Una vez que se han calculado todas las cargas que indica la figura 17, un parámetro de importancia es la esbeltez del husillo. La esbeltez es un parámetro mecánico que interviene en cálculo de tensiones y predice inestabilidades elásticas en barras y otros elementos de máquinas. Para esto, se aplicará la siguiente expresión propuesta por Savgorodny (1973).

$$\lambda = \frac{\alpha * L}{R_i} \quad (\text{Fórmula 23})$$

Donde:

λ : Esbeltez del husillo

α : Coeficiente dependiente de la fijación del extremo del árbol

R_i : Radio de inercia de la sección (m)

L : Longitud del husillo (m)

Según el estudio de Savgorodny, el parámetro “ α ” deberá tomar el valor de 2 si se realiza como en la figura 17. Para poder hallar la esbeltez, también hará falta conocer el parámetro “ R_i ”, que es el radio de inercia de la sección, y está definido bajo la siguiente expresión propuesta por Savgorodny (1973).

$$R_i = \sqrt{\frac{J}{F}} \quad (\text{Fórmula 24})$$

Donde:

J : Momento de inercia de la sección transversal (m^4)

F : Superficie de la sección transversal del husillo, sobre la que ejerce presión el material (m^2)

Para hallar el radio de inercia de la sección, es necesario hallar el momento de inercia, el cual está definido de la siguiente manera por Savgorodny (1973).

$$J = \frac{\pi * D^4}{64} * (1 - u^4) \quad (\text{Fórmula 25})$$

Donde:

J : Momento de inercia de la sección transversal (m^4)

D : Diámetro del husillo (m)

u: Relación existente entre los diámetros del husillo

Entonces:

$$J = \frac{\pi * (0.030 \text{ m})^4}{64} * (1 - 0.7045^4)$$

$$J = 2.9966 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

Luego, reemplazando en la fórmula 24, se halla el radio de inercia.

$$R_i = \sqrt{\frac{(2.9966 \times 10^{-8} \text{ m}^4)}{(3.5603 \times 10^{-4} \text{ m}^2)}}$$

$$R_i = 9.1742 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Finalmente, reemplazando en la fórmula 23, se halla la esbeltez:

$$\lambda = \frac{2 * 0.6 \text{ m}}{9.1742 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$\lambda = 130.8$$

Según el estudio de Savgorodny, usualmente las relaciones de esbeltez en tornillos están cerca del valor de 120, y en la práctica, valores como el hallado son normales.

Para hallar la flecha máxima del husillo, respecto a la carga distribuida del propio elemento, se usará la siguiente expresión.

$$f_{max} = \frac{q * L^4}{8 * E * J} \quad (\text{Fórmula 26})$$

Donde:

q: Carga distribuida del husillo (N/m)

E: Módulo de elasticidad del material (Pa)

L: Longitud del husillo (m)

J: Momento de inercia de la sección transversal (m^4)

Siendo:

E (Acero DIN 42CrMb4)=200Gpa (Thyssenkrupp, 2020) (Ver Anexo 2)

Entonces, reemplazando este valor en la fórmula 26, se tiene.

$$f_{max} = \frac{31.49 \frac{N}{m} * (0.6 m)^4}{8 * 200 * 10^9 \frac{N}{m^2} * 2.9966 * 10^{-8} m^4}$$

$$f_{max} = 8.5119 * 10^{-5} m$$

Entonces, a partir de los cálculos hechos bajo un análisis de resistencia de materiales, se puede decir que la deflexión del husillo sometido a las cargas previamente mencionadas es mínima. Más adelante se tratará la deflexión del eje respecto a otras cargas flexionantes más intensas, y se comparará con la deflexión máxima permisible según estándares.

2. Diseño del Eje

El diseño del eje es una parte muy importante para el diseño general de la máquina, ya que esta la parte que va a recibir la potencia transmitida por el motor eléctrico, y a su vez, hacer girar al husillo a la velocidad previamente calculada (Ver figura 20).

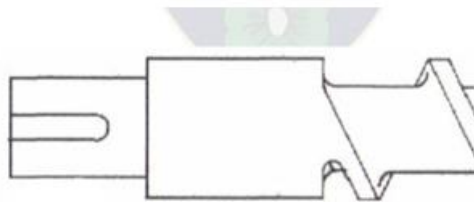


Figura 20: Eje del husillo

Fuente: *Diseño de una máquina extrusora de plásticos PET* [Tesis de grado], por Morales, Universidad Mayor de San Andrés (2014)

Para un buen diseño de eje, se deberá analizar los esfuerzos alternantes y medios, bajo algún criterio de falla. Para la presente máquina, se considerará que el eje será maquinado.

Inicialmente, se considerará las propiedades mecánicas, que saldrán de la información del material a usar (Acero DIN 42CrMb4), así como de los cálculos realizados previamente, que serán necesarios para el cálculo de esfuerzos (Ver Anexo 1 y 2).

- Esfuerzo de fluencia del material: Propiedad del material.

$$S_y = 75 \frac{kg}{mm^2} = 735 MPa$$

- Esfuerzo último del material: Propiedad del material.

$$S_u = 100 \frac{kg}{mm^2} = 981 MPa$$

- Elongación = 16% (Propiedad del material).
- Diámetro: Se considerará un diámetro de eje apropiado según el diámetro de husillo calculado previamente.

$$D_m = 28 mm$$

Con los datos recuperados, se calcularán los esfuerzos de flexión y cortantes presentes en el husillo, ya que se tienen presentes el momento de giro “Mg”, la carga distribuida “q” referente al peso del husillo, además de la carga axial “P” y el momento flector “Mf” referente a los engranajes, este último será calculado posteriormente. Para esto, se utilizará ecuaciones de esfuerzos combinados de acuerdo a un criterio de falla.

2.1. Selección del Criterio de Falla

Existen una variedad de criterios de falla para un elemento de máquina (Ver figura 21), para elegir el criterio de falla adecuado, se tomará en cuenta un fragmento de diseño de ingeniería.

“El criterio de Sodeberg evita de manera inherente la fluencia, como puede observarse en su curva de falla que se mantiene conservadoramente dentro de la línea de fluencia (Langer) [...]. El criterio ASME elíptico también toma en cuenta la fluencia, pero no es completamente conservador a lo largo de todo su rango [...]. Los criterios Gerber y Goodman modificado no

protegen contra la fluencia, por lo que requieren una verificación adicional en este aspecto” (Budynas, Nisbett, 2008)

En el presente proyecto, se trabajará con un tornillo extrusor que incluye un cilindro de altas temperaturas, por lo que se tendrá que elegir un criterio regularmente conservador. Por lo mismo, se elegirá el criterio ASME elíptico.

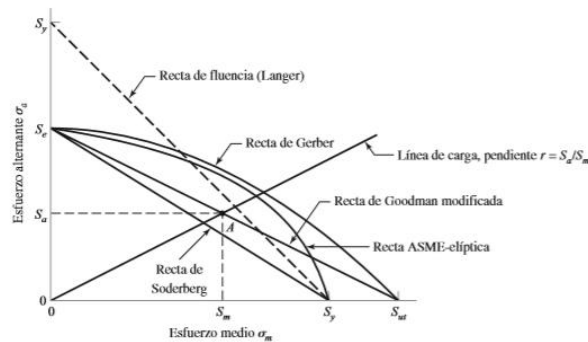


Figura 21: Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, por Budynas, Nisbett, McGraw-Hill Interamericana de España S.L. (2008)

2.2. Cálculo de Esfuerzos Combinados y Factor de Seguridad

Ahora, se deberá combinar los esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión (Teoría de Von Mises), y se calculará el factor de seguridad con el criterio ASME elíptico. Este criterio expresa el factor de seguridad de la siguiente manera:

$$\frac{1}{N} = \left(\left(\frac{\sigma_{axial}}{S_e} + \frac{\sigma_{flexionante}}{S_e} \right) + \left(\frac{\tau_{torsión}}{S_y} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Fórmula 27})$$

Donde:

N: Factor de seguridad

Se: Esfuerzo equivalente (Pa)

Sy: Esfuerzo de fluencia del material (Pa)

2.2.1. Selección de Esfuerzos Presentes

Para dividir los esfuerzos en alternantes y medios, se tomará en cuenta las siguientes expresiones propuestas por Bavaresco (2015).

$$\sigma_{flexionante} = \frac{Se}{Sy} * \sigma_{m-flexión} + Kf * \sigma_{a-flexión} \quad (\text{Fórmula 28})$$

$$\sigma_{axial} = \frac{Se}{Sy} * \sigma_{m-axial} + Kf * \sigma_{a-axial} \quad (\text{Fórmula 29})$$

$$\tau_{torsión} = \frac{Se}{Sy} * \tau_{m-torsión} + Kfs * \tau_{a-torsión} \quad (\text{Fórmula 30})$$

Donde:

Kf: Factor de concentración de esfuerzo normal por fatiga

Kfs: Factor de concentración de esfuerzo cortante por fatiga

Se: Esfuerzo equivalente (Pa)

Sy: Esfuerzo de fluencia (Pa)

σ_a y τ_a : Esfuerzo alternante (Pa)

σ_m y τ_m : Esfuerzo medio (Pa)

Estas expresiones se reemplazarán en la ecuación principal, tomando en cuenta 3 parámetros:

- El torque tiene un valor constante a lo largo de todo el funcionamiento de la máquina, el motor no genera gran torque al arranque ya que el plástico está precalentado, por lo tanto, el esfuerzo alternante a torsión es 0.

- El momento flector es variable, por lo tanto, el esfuerzo medio a flexión es 0.

- La carga axial es variable, ya que la presión en el husillo es variable, por lo tanto, el esfuerzo medio axial es 0.

Bajo estos parámetros, la fórmula 27 quedaría de la siguiente manera.

$$\frac{1}{N} = \left(\left(\frac{K_f * S_{af}}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{K_f * S_{aa}}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{S_{mt}}{S_{ys}} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Fórmula 31})$$

En esta ecuación, el primer término hace referencia al esfuerzo alternante por flexión, el segundo al esfuerzo alternante axial, y el tercero al esfuerzo medio por torsión.

2.2.2. Cálculo de Esfuerzo Flexionante

Este esfuerzo se calculará bajo la siguiente expresión (Bavaresco, 2015).

$$S_{af} = \frac{M_f}{Z} \quad (\text{Fórmula 32})$$

Donde:

M_f: Momento flexionante (N.m)

Z: Módulo de la sección (m³)

Ya que el eje es de forma circular, se tiene lo siguiente (Bavaresco, 2015).

$$Z = \frac{\pi * d^3}{32} \quad (\text{Fórmula 33})$$

Entonces, reemplazando en la fórmula 32, se tiene.

$$S_{af} = \frac{32 * M_f}{\pi * d^3}$$

Siendo “d”, el diámetro del eje, que fue previamente seleccionado en el inciso 4.2; y “M_f”, el momento de flexión del eje. El momento de flexión previamente calculado era simplemente por el peso propio del husillo, pero será necesario el cálculo del momento flexionante por las fuerzas tangenciales y radiales de engranado en el eje. Se tomará ambos engranajes con un diámetro de 6”, esto será calculado más adelante a profundidad. La fuerza tangencial se calculará con la siguiente fórmula.

$$W_t = \frac{2 * M_g}{d} \quad (\text{Fórmula 34})$$

$$W_t = \frac{2 * 181.69 \text{ N.m}}{6 \text{ pulg} * \left(\frac{0.0254 \text{ m}}{1 \text{ pulg}}\right)} = 2384.38 \text{ N}$$

Ahora, la fuerza radial se calculará con la siguiente fórmula, tomando un ángulo de presión de engranado de 20°.

$$W_r = W_t * \text{tg}(20^\circ) \quad (\text{Fórmula 35})$$

$$W_r = 2384.38 * \text{tg}(20^\circ) = 867.84 \text{ N.m}$$

Finalmente, la fuerza equivalente se resolverá por el teorema de Pitágoras.

$$W = \sqrt{W_t^2 + W_r^2}$$

$$W = \sqrt{2384.38^2 + 867.84^2} = 2537.4 \text{ N}$$

El paso siguiente será realizar un pequeño esquema sobre la distribución de los engranajes y apoyos (rodamientos) en el eje (Ver figura 22).

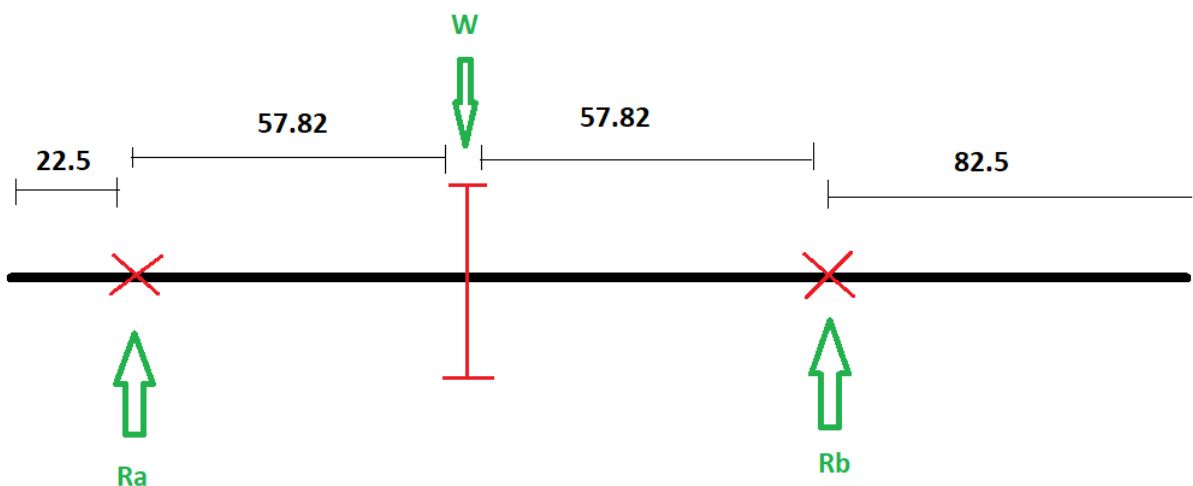


Figura 22: Diagrama de cargas y apoyos del eje

Fuente: Elaboración propia.

Con esta geometría, se puede calcular las reacciones en ambos apoyos. En este caso, como el engranaje está justo al medio entre ambos apoyos, la reacción será la misma.

$$Ra = Rb = \frac{W * 0.05782 \text{ m}}{2 * 0.057.82 \text{ m}}$$

$$Ra = Rb = \frac{2537.4 \text{ N}}{2} = 1268.7 \text{ N}$$

Ahora, para el cálculo solo interesa el momento máximo. Para hallar este momento, se procederá con la siguiente fórmula.

$$Mf_{max} = R * d \quad (\text{Fórmula 36})$$

$$Mf_{max} = 1268.7 \text{ N} * 0.05782 \text{ m} = 73.36 \text{ N.m}$$

2.2.3. Cálculo del Esfuerzo Axial

Este esfuerzo se calculará bajo la siguiente expresión de Savgorodny (1973).

$$S_{aa} = \frac{P}{F} \quad (\text{Fórmula 37})$$

Siendo:

P: Carga axial en el husillo (N)

F: Superficie de la sección transversal del husillo, sobre la que ejerce presión el material (m²)

Estos 2 parámetros han sido previamente calculados en las fórmulas 19 y 20 respectivamente. Entonces, ya que son conocidos, se procede con el siguiente esfuerzo.

2.2.4. Cálculo del Esfuerzo de Torsión

Este esfuerzo se calculará bajo la siguiente expresión por Bavaresco (2015).

$$S_{mt} = \frac{Mg}{Z'} \quad (\text{Fórmula 38})$$

Donde:

Mg: Momento de giro del husillo (N.m)

Z' : Módulo polar de la sección (m^3)

El módulo polar de la sección, también puede ser calculado, con la siguiente expresión del estudio de Bavaresco (2015).

$$Z' = \frac{(\pi * d^3)}{16} \quad (\text{Fórmula 39})$$

Entonces, reemplazando en la fórmula 38, se tiene:

$$S_{mt} = \frac{16 * Mg}{\pi * d^3}$$

Siendo “Mg”, el momento de giro, que fue previamente calculado en la fórmula 18.

Finalmente, reemplazando todos estos valores de esfuerzo en la fórmula 31, se tiene:

$$\frac{1}{N} = \left(\left(\frac{K_f * 32 * M_f}{S_e * \pi * d^3} \right)^2 + \left(\frac{K_f * P}{S_e * F} \right)^2 + \left(\frac{16 * Mg}{S_y * \pi * d^3} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Fórmula 40})$$

2.2.5. Cálculo del Esfuerzo Equivalente

Para continuar con el cálculo del factor de seguridad, será necesario calcular el esfuerzo equivalente. Para esto, se usará múltiples fórmulas del estudio de Budynas y Nisbett (2008).

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e' \quad (\text{Fórmula 41})$$

Siendo estos los factores que modifican el límite de la resistencia a la fatiga. Se hallará estos factores para poder calcular el esfuerzo equivalente.

Factor de superficie:

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (\text{Fórmula 42})$$

Para hallar los coeficientes “a” y “b”, se recurrirá a la siguiente tabla (Ver tabla 8).

Tabla 8: Parámetros del factor de condición superficial

Acabado superficial	$k_a = aS_b^b \ln(1, C)$			Coeficiente de variación, C
	kpsi	MPa	b	
Esmerilado*	1.34	1.58	-0.086	0.120
Maquinado o laminado en frío	2.67	4.45	-0.265	0.058
Laminado en caliente	14.5	58.1	-0.719	0.110
Como sale de la forja	39.8	271	-0.995	0.145

Fuente: *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley*, Budynas, Nisbett, Mcgraw-Hill Interamericana de España S.L. (2008)

Ya que este eje será maquinado, reemplazando en la fórmula 42, se tiene:

$$k_a = 2.67 * 181^{-0.265}$$

$$k_a = 0.6733$$

Factor de tamaño:

Para calcular el factor de tamaño, se tiene la siguiente fórmula:

$$k_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} \quad (\text{Fórmula 43})$$

Sin embargo, el propio autor menciona una frase que facilitará el cálculo de este factor.

“Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual $k_b=1$ ” (Budynas, Nisbett, 2008).

El eje de la presente máquina tiene carga axial, de flexión y de torsión, pero la carga axial es mucho mayor que las otras 2, por lo tanto, se considerará de esta manera.

$$k_b = 1$$

Factor de carga:

El factor de carga depende de la carga de referencia aplicada. En este caso, la carga de referencia es la axial, entonces se tomarán valores para el factor obtenidos del estudio de Budynas (Ver tabla 9).

Tabla 9: Factor de carga

k_c	1	Flexión
	0.85	Axial
	0.59	Torsión

Fuente: *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley*, por Budynas, Nisbett, Mcgraw-Hill Interamericana de España S.L. (2008)

Entonces:

$$k_c = 0.85$$

Factor de temperatura:

Para obtener el factor de temperatura, se accederá a la siguiente tabla (Ver tabla 10).

Tabla 10: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Fuente: *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley*, Budynas, Nisbett, Mcgraw-Hill Interamericana de España S.L. (2008)

Como la temperatura del eje estará a menos de 250 °C, ya que el calentamiento del plástico será mucho después en el cilindro, entonces:

$$k_d = 1$$

Factor de confiabilidad:

Para hallar este factor, se deberá recurrir a una tabla (Ver tabla 11).

Tabla 11: Factor de confiabilidad

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_e
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: *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley*, Budynas, Nisbett, McGraw-Hill Interamericana de España S.L. (2008)

Para el presente eje no se espera una confiabilidad baja, pero tampoco se puede tener un dato preciso de la confiabilidad sin haber operado previamente. Por motivos de cálculo, se elegirá una confiabilidad del 95%, por lo tanto, el factor de confiabilidad será el siguiente.

$$k_e = 0.868$$

k_f es el factor de efectos varios. Este factor, hace referencia a efectos en el eje como corrosión, recubrimiento electrolítico o metalizado por aspersión, y según el estudio de Budynas, este factor nos recuerda estas posibles condiciones que puedan modificar el esfuerzo, pero no se tienen valores de este factor completamente definidos, por lo tanto, su valor será 1.

Para hallar el límite de resistencia, se recurre a la siguiente fórmula de Budynas y Nisbett (2008).

$$S_e' = 0.5 * S_{ut} \quad (\text{Fórmula 44})$$

$$S_e' = 0.5 * 181 = 90.5 \text{ ksi}$$

Finalmente, reemplazando todos los factores en la fórmula 41 para hallar el esfuerzo equivalente, se tiene:

$$S_e = 0.6733 * 1 * 0.85 * 1 * 0.868 * 1 * 90.5$$

$$S_e = 44.95 \text{ ksi} = 310.6 \text{ MPa}$$

Lo siguiente será calcular los factores de concentración de esfuerzo por fatiga “Kf” y “Kfs”, para lo cual se deberá primero calcular los factores de concentración de esfuerzo “Kt” y “Kts”. Para este propósito, se hará uso de 2 gráficas (Ver figuras 23 y 24).

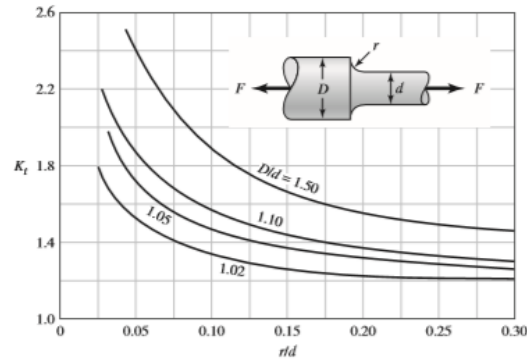


Figura 23: Eje redondo en tensión

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, por Budynas, Nisbett, Mcgraw-Hill Interamericana de España S.L. (2008)

Para esto, se usará una muesca de 1.5 mm. Se tomará además los diámetros de eje $d=28$ mm como ya se sabe, y un diámetro sobre la muesca de $D=34$ mm, de la figura se tiene:

$$K_t = 2.2$$

Lo propio para torsión, se usará la siguiente figura.

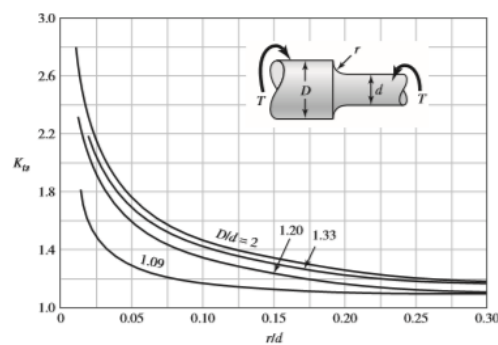


Figura 24: Eje redondo en torsión

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, por Budynas, Nisbett, Mcgraw-Hill Interamericana de España S.L. (2008)

Con los mismos parámetros, de la figura se tiene:

$$K_{ts} = 1.6$$

Ahora, se calculará la sensibilidad de la muesca, definida por las letras “q” y “qs”, del mismo modo. Los factores “q” y “qs” serán calculados desde las 2 gráficas siguientes (Ver figuras 25 y 26).

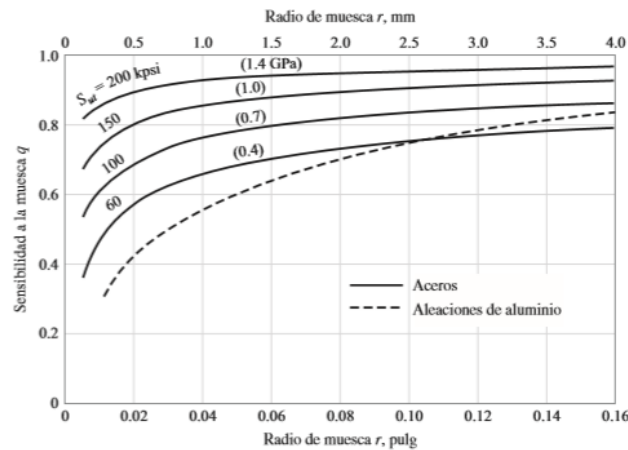


Figura 25: Sensibilidad a la muesca en materiales sometidos a flexión

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, por Budynas, Nisbett, Mcgraw-Hill Interamericana de España S.L. (2008)

Con los valores antes vistos el valor del esfuerzo último, de la figura se tiene:

$$q = 0.9$$

Del mismo modo, para torsión, se tiene.

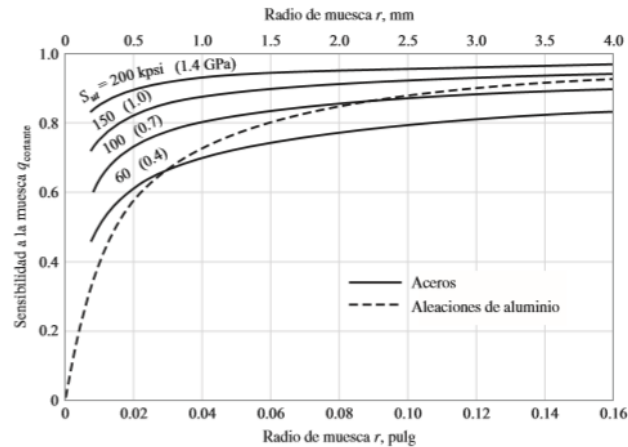


Figura 26: Sensibilidad a la muesca en materiales sometidos a torsión

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, por Budynas, Nisbett, Mcgraw-Hill Interamericana de España S.L. (2008)

$$q_s = 0.8$$

Ahora, calculando los factores de concentración de esfuerzo por fatiga “Kf” y “Kfs” con fórmulas propuestas por el estudio de Budynas y Nisbett (2008).

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1) \quad (\text{Fórmula 45})$$

$$K_f = 1 + 0.9 * (2.2 - 1) = 2.08$$

$$K_{fs} = 1 + q_s * (k_{ts} - 1) \quad (\text{Fórmula 46})$$

$$K_{fs} = 1 + 0.8 * (1.6 - 1) = 1.48$$

2.2.6. Cálculo del Factor de Seguridad

Finalmente, se calculará el factor de seguridad, reemplazando todos los factores hallados, en la fórmula 40, se tiene.

$$\frac{1}{N} = \left(\left(\frac{2.08 * 32 * 73.36}{310.6 * 10^6 * \pi * (0.028)^3} \right)^2 + \left(\frac{2.08 * 37739.18}{310.6 * 10^6 * 3.5603 * 10^{-4}} \right)^2 + \left(\frac{16 * (181.69)}{735 * 10^6 * \pi * (0.028)^3} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$N = 1.34$$

Se concluye que, el factor de seguridad del eje está dentro de un rango adecuado.

Se realizó un análisis por elementos finitos, para poder concluir si el eje y el husillo están dentro de los límites adecuados. Para este análisis se incluyeron las mismas cargas (axial, momento flector y momento de giro), además se incluyó el efecto de la temperatura de operación del husillo (280°C). El resultado de la deformación fue el siguiente (Ver figura 27).

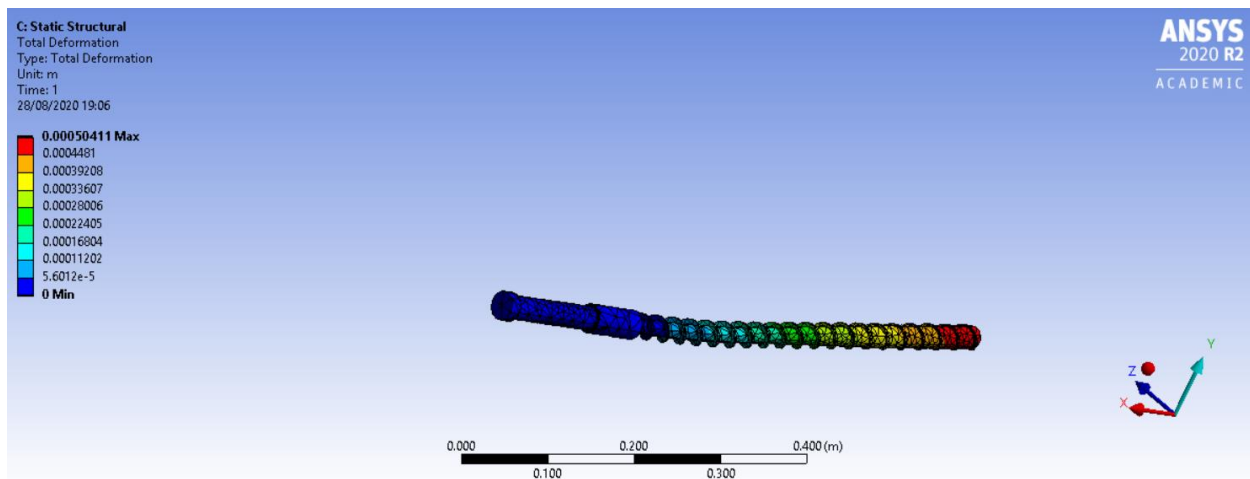


Figura 27: Análisis de deformación del husillo por elementos finitos

Fuente: Elaboración propia.

En deformación, se obtuvo un valor máximo superior al calculado previamente por el peso propio del husillo, esto se debe en su mayoría a la aplicación térmica en el análisis. Para calcular la deformación máxima permisible, se recurrirá a la siguiente tabla (Ver tabla 12).

Tabla 12: Límites de deflexión

Deformación	Aplicación	Deformación permisible*
Deflexión (debida a flexión)	Deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas	$[y] = (0.0002...0.0003)L$, donde L es la distancia entre apoyos
	En el sitio de asiento de ruedas dentadas cilíndricas	$[y] = (0.01...0.03)m$, donde m es el módulo de la transmisión
	En el sitio de asiento de ruedas dentadas cónicas e hipoidales	$[y] = (0.005...0.007)m$, donde m es el módulo de la transmisión
	Deflexión máxima en los árboles de los motores asíncronos	$[y] = 0.1h$, donde h es la holgura entre el rotor y el estator
	Deflexión máxima en árboles de ventiladores	$[y] = (0.0003...0.0005)D$, donde D es el diámetro del rotor

Fuente: *Elementos de máquinas*, por Inanov, Escuela superior (1984)

En el caso del eje, será debido a flexión, y se tomará como deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas. Habrá 132,64 mm de distancia entre ambos rodamientos que soportan al eje. La deformación permisible será.

$$y_{perm} = 0.0002 * L = 0.0003 * 0.13264 \text{ m} = 3.9792 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Puesto que en la zona azul de la gráfica la deformación es 0 o tiende a 0, está en el rango permisible, ya que esta deflexión máxima hace referencia al eje mismo. En cuanto al husillo, que es donde se tiene la máxima deflexión, el límite máximo de deflexión permisible se tomará como un elemento estructural, que se obtendrá del estudio de McCormac y Csernak (2012), en tal caso será.

$$y_{perm} = \frac{L}{540} \quad (\text{Fórmula 47})$$

$$y_{perm} = \frac{0.6 \text{ m}}{540} = 1.11 \times 10^{-3} \text{ m} > 5.04 \times 10^{-4} \text{ m (OK)}$$

El resultado del análisis de esfuerzo fue el siguiente (Ver figura 28).

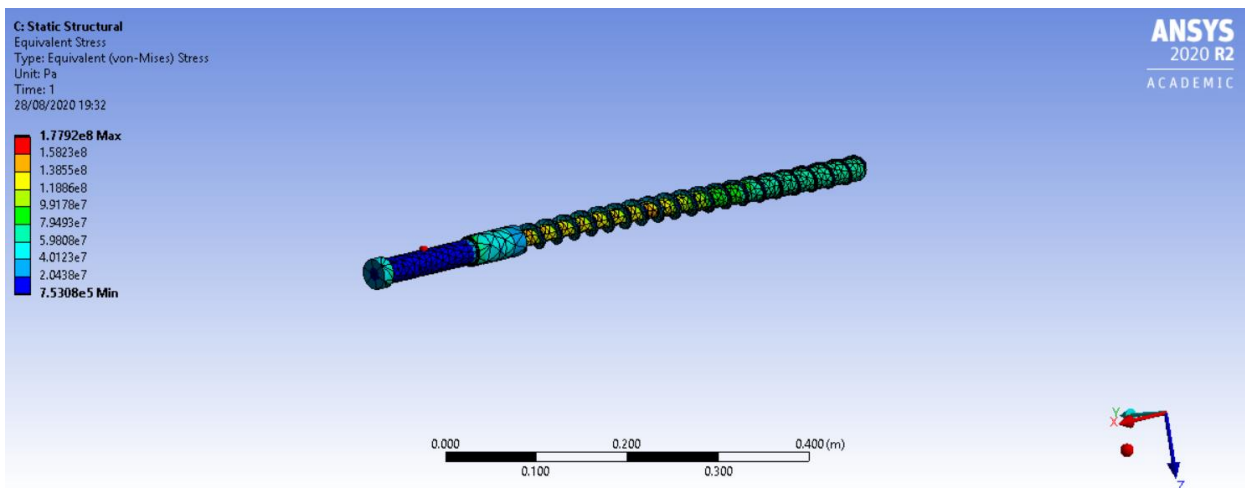


Figura 28: Análisis de esfuerzo del husillo por elementos finitos

Fuente: Elaboración propia.

Como se puede apreciar, el esfuerzo máximo es de 17.79 MPa, y se encuentra en el alma de la zona de alimentación del husillo, teniendo el eje el esfuerzo mínimo de todo el

sistema, con apenas 0.75 MPa. En factor de seguridad, el resultado fue el siguiente (Ver figura 29).

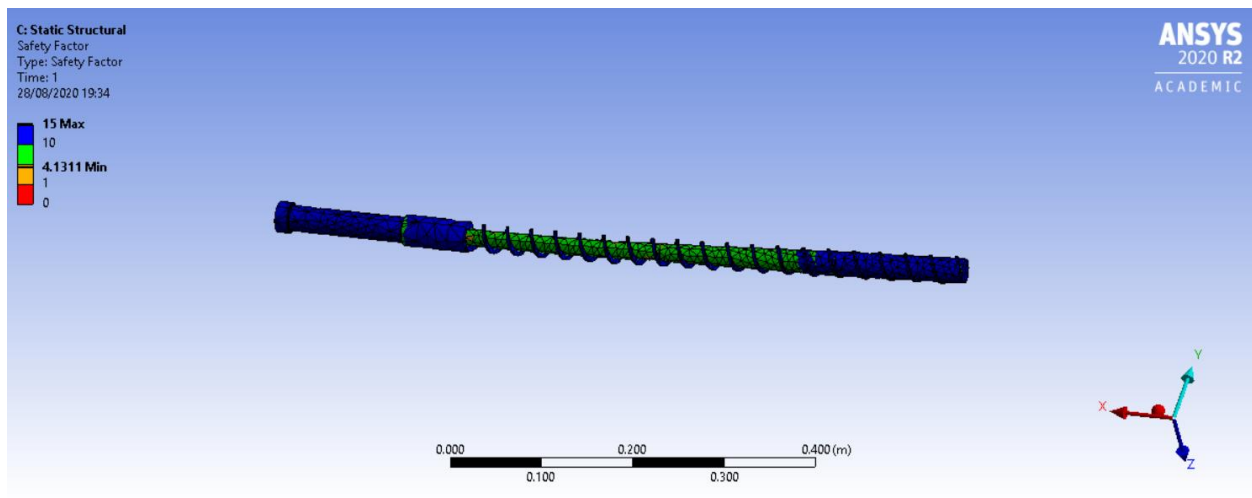


Figura 29: Análisis de factor de seguridad del husillo por elementos finitos

Fuente: Elaboración propia.

Como se puede ver, el factor de seguridad es de 4.1311. El resultado es mayor que el calculado previamente debido a varios motivos. En primer lugar, en el cálculo se usó el criterio ASME elíptico, que es un criterio relativamente conservador, y trabaja en las cargas axiales y torsionales con esfuerzo equivalente, que tiene un valor de esfuerzo muy inferior al esfuerzo de fluencia o al esfuerzo último del material, esto redujo bastante el factor de seguridad en el cálculo. En segundo lugar, cuando se calculó el eje, se tomó la carga axial en el mismo eje, y esto en la realidad no es así, la carga axial está en la parte final del husillo, lo cual no repercute en el eje de la misma manera que en el husillo.

Para elegir el tipo de rodamiento que se usará con este eje, se tiene que tener en cuenta la carga de referencia en el eje. En este caso, la carga más importante es la carga axial, por lo tanto, se deberá elegir un rodamiento axial. No se puede elegir un rodamiento axial de bolas ya que este tipo de rodamientos son para ejes que tienen solo cargas axiales, y en este eje se encuentran otras cargas en menor magnitud. Un rodamiento axial de rodillos sería ideal ya que estos rodamientos si soportan otro tipo de cargas y son más para velocidades de giro bajas, lo cual coincide con la velocidad del presente eje. Se usará un rodamiento de designación 812/32 ZS, según la norma ISO.

3. Selección del Motor Eléctrico

La potencia de operación del husillo y su velocidad de giro fueron previamente calculadas, y con estos datos, se procederá a seleccionar un motor eléctrico con las características adecuadas para el trabajo. Para esto, tomando en cuenta la potencia de operación, se eligió el motor TEFC W-21 Standart Efficiency de 5 HP de potencia (Ver Anexo 3), se procederá a calcular la potencia de salida de este motor considerando la eficiencia del mismo.

$$N_{motor} = \frac{N_{operación}}{n_{motor}} \quad (\text{Fórmula 48})$$

Donde:

N_{motor} : Potencia de salida del motor (kW)

$N_{operación}$: Potencia de operación del motor (kW)

n_{motor} : Eficiencia del motor (en %)

Se tomará la eficiencia de los datos de placa del motor. Entonces:

$$N_{motor} = \frac{2.18 \text{ kW}}{0.825}$$

$$N_{motor} = 2.64 \text{ kW} = 3.54 \text{ HP}$$

Con estos datos se confirma la elección del motor de 5 HP. Puesto que el husillo trabajará a 114.58 rpm, se deberá elegir una caja reductora adecuada, ya que la velocidad de salida del motor seleccionado es de 865 rpm. Para esto se debe calcular la relación de transmisión.

$$i = \frac{n_{motor}}{n_{husillo}} \quad (\text{Fórmula 49})$$

Donde:

i : Relación de transmisión de la caja reductora

n_{motor} : Revoluciones por minuto del motor (rpm)

n_{husillo} : Revoluciones por minuto del husillo (rpm)

$$i = \frac{865 \text{ rpm}}{114.58 \text{ rpm}} = 7.55$$

Se utilizará para esto un reductor BWQ 63 (Ver Anexo 4), cuya relación de transmisión es de 7.5. Se utilizará además un par de engranajes para transmitir la potencia del reductor al eje.

$$i_{\text{eng}} = \frac{7.55}{7.5} = 1.0066 = 1$$

Para el arranque del motor, se usará un arrancador suave Altistart 01, del fabricante Schneider electric (Ver Anexo 5).

4. Cálculo de Engranajes

4.1. Definir Geometría

Puesto que la relación de transmisión de los engranajes es 1, se utilizará 2 engranajes rectos con el mismo diámetro y la misma cantidad de dientes para transmitir la potencia. Se elegirá el número de dientes de ambos engranajes, y posteriormente se hará un cálculo por flexión y por presión de contacto, para comprobar que estos elementos resisten las cargas. Entonces, se definirá el número inicial de dientes, el paso diametral (P_d) y el ancho de la cara del diente (F), basado en otros diseños de engranajes para maquinaria. Estos serán los siguientes.

$$Z_{\text{piñón}} = 18 \text{ dientes}$$

$$Z_{\text{corona}} = 18 \text{ dientes}$$

$$P_d = 3''$$

$$F = 1.6''$$

Los datos se tomarán en el sistema inglés, ya que, según la bibliografía que se usará, para ingresar a tablas y gráficos, se necesitan los datos en este sistema de unidades. El primer paso será definir la geometría. Para esto, se debe hallar el diámetro del piñón (en este caso, del piñón y la corona, ya que tienen el mismo diámetro). Todas las fórmulas usadas en este apartado serán extraídas del estudio de Mott (2006).

$$D_p = \frac{N_p}{P_d} \quad (\text{Fórmula 50})$$

Donde:

N_p : Número de dientes del piñón

P_d : Paso diametral (pulg.)

Entonces:

$$D_p = \frac{18}{3} = 6''$$

Ahora, se definirá la velocidad tangencial de los engranajes. Para esto, se usará la siguiente expresión.

$$v_t = R * \omega \quad (\text{Fórmula 51})$$

Ya que el radio de la fórmula se encuentra en pulgadas, y la velocidad angular, en radianes por segundo, se hará una serie de conversiones de unidades, para lograr una velocidad en pies por minuto. Además, se usarán las revoluciones por minuto del husillo, que son 114.58 rpm. La fórmula convertida será la siguiente.

$$v_t = \frac{\pi * D_p * n}{12} \quad (\text{Fórmula 52})$$

$$v_t = \frac{\pi * 6 \text{ pulg.} * 114.58 \text{ rpm}}{12}$$

$$v_t = 180.64 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$$

Posteriormente, se calculará la fuerza tangencial en los engranajes.

$$W_t = \frac{P}{v_t} \quad (\text{Fórmula 53})$$

De igual manera que en el anterior caso, se usará factores de conversión. Para este dato, se deberá usar la potencia que sale del motor seleccionado, no la requerida por el husillo.

$$W_t = \frac{5 \text{ HP} * \left(\frac{746 \frac{N * m}{s}}{1 \text{ HP}} \right) * \left(\frac{2.2 \text{ Lb}}{9.81 \text{ N}} \right)}{180.64 \frac{\text{pies}}{\text{min}} * \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) * \left(\frac{0.305 \text{ m}}{1 \text{ pie}} \right)}$$

$$W_t = 910.96 \text{ Lb}$$

4.2. Cálculo del Esfuerzo Flexionante

Para el cálculo del esfuerzo flexionante, se deberá utilizar la siguiente expresión propuesta por Mott (2006).

$$S_t = \frac{W_t * P_d}{F * J} * k_0 * k_s * k_m * k_b * k_v \quad (\text{Fórmula 54})$$

Donde:

St: Esfuerzo flexionante (Psi)

k_s: Factor de tamaño

W_t: Fuerza tangencial (Lb)

k_m: Factor de distribución de carga

J: Factor de geometría

k_b: Factor de orilla

F: Ancho de la cara del diente (pulg.)

k_v: Factor dinámico

k₀: Factor de sobrecarga

La fuerza tangencial, el ancho de la cara del diente y el paso diametral son valores conocidos. La primera incógnita a hallar será el factor de geometría, y para hallar este valor se deberá ingresar a un gráfico propuesto por el estudio de Mott (Ver figura 30). La mayoría de

estos gráficos, fueron extraídos por el autor de la norma AGMA 218.01 y la norma AGMA 2001-C95. Se tomará un ángulo de presión de 20° . Entonces, se tiene.

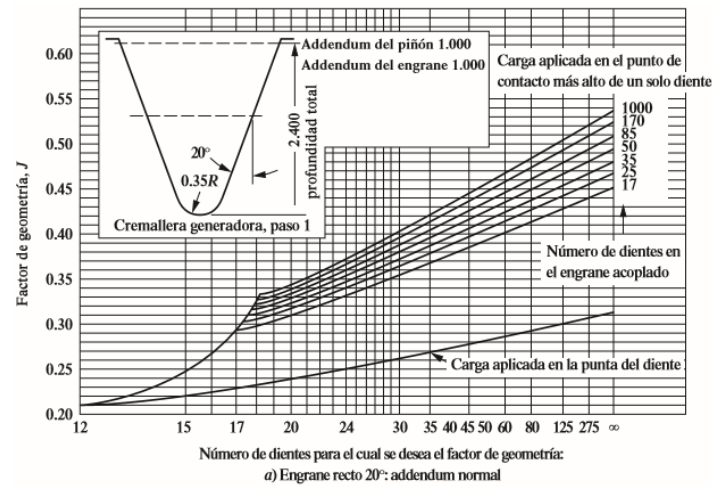


Figura 30: Factor J de Geometría

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

De la gráfica, se obtiene el valor del factor de geometría.

$$J = 0.29$$

Factor de sobrecarga:

Este factor hace referencia a las posibles vibraciones que puedan ocurrir en los ejes, que puedan lograr que el valor de la fuerza tangencial W_t aumente en momentos críticos. Para hallar este factor, se usará la siguiente tabla (Ver tabla 13).

Tabla 13: Factor de sobrecarga

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

Según el estudio de Mott, se debe especificar el tipo de fuente de potencia de los ejes, y el grado de aspereza de las máquinas impulsadas, para poder seleccionar el factor correcto. Para esto, se citarán algunos artículos de este estudio. Para elegir la fuente de potencia adecuada, se tiene el siguiente artículo.

“Uniforme: Motor eléctrico o turbina de gas a velocidad constante” (Mott, 2006).

De este artículo, como el motor eléctrico de la extrusora tiene velocidad constante, se puede concluir que tiene una fuente de potencia uniforme. Ahora, para elegir el grado de aspereza de la máquina impulsada, se tiene el siguiente artículo.

“Choque ligero: Ventiladores y bombas centrífugas de baja velocidad, agitadores de líquidos, generadores de régimen variable, transportadores con carga uniforme y bombas rotatorias de desplazamiento positivo” (Mott, 2006).

Ya que la extrusora en cuestión puede considerarse como un transportador con carga uniforme, entonces se le considerará como choque ligero en grado de aspereza. Con estos datos, ingresando a la tabla 13, se hallará el factor de sobrecarga.

$$k_0 = 1.25$$

Factor de tamaño:

Para este factor, la norma AGMA 218.01 recomienda valores bajos, dependiendo del paso diametral que se tenga (Ver tabla 14).

Tabla 14: Factor de tamaño

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

Ya que el paso diametral es 3, el factor de tamaño será:

$$k_s = 1.15$$

Factor de distribución de carga:

Este es un factor muy complejo, ya que depende de varias variables de diseño de los mismos engranes y también de los ejes. Para hallarlo, se propuso una fórmula del estudio de Mott (2006), que va acorde con la norma AGMA 2001-C95, y es la siguiente.

$$k_m = 1 + C_{pf} + C_{ma} \quad (\text{Fórmula 55})$$

Donde:

C_{pf} : Factor de proporción del piñón

C_{ma} : Factor por alineamiento de engranado

Estos 2 factores, serán obtenidos de 2 gráficos y/o fórmulas (Ver figuras 31 y 32).

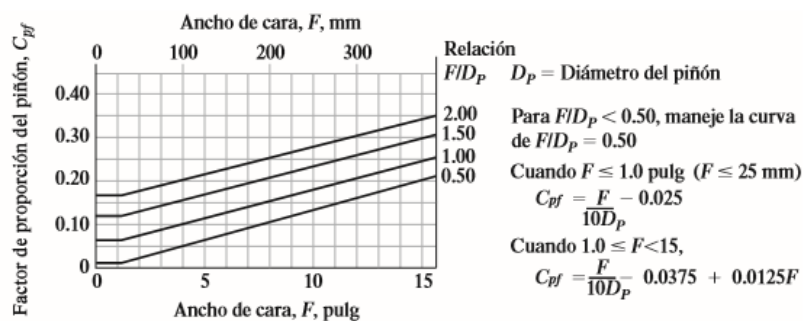


Figura 31: Factor de proporción del piñón

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

Para saber qué fórmula o gráfico hay que usar, se tendrá que trabajar con el ancho de la cara del diente (F). En este caso, “F” tiene un valor de 1.25 pulgadas, y según la cita del estudio de Mott, si el valor de “F” está entre 1 y 15 pulgadas, y se debe usar la siguiente fórmula para hallar el factor de proporción del piñón, propuesta por Mott (2006).

$$C_{pf} = \frac{F}{10 * D_p} - 0.0375 + 0.0125 * F \quad (\text{Fórmula 56})$$

Reemplazando valores, se tiene:

$$C_{pf} = \frac{1.6}{10 * 6} - 0.0375 + 0.0125 * 1.6$$

$$C_{pf} = 0.0091$$

Ahora, se realizará lo propio para el factor por alineamiento de engranado.

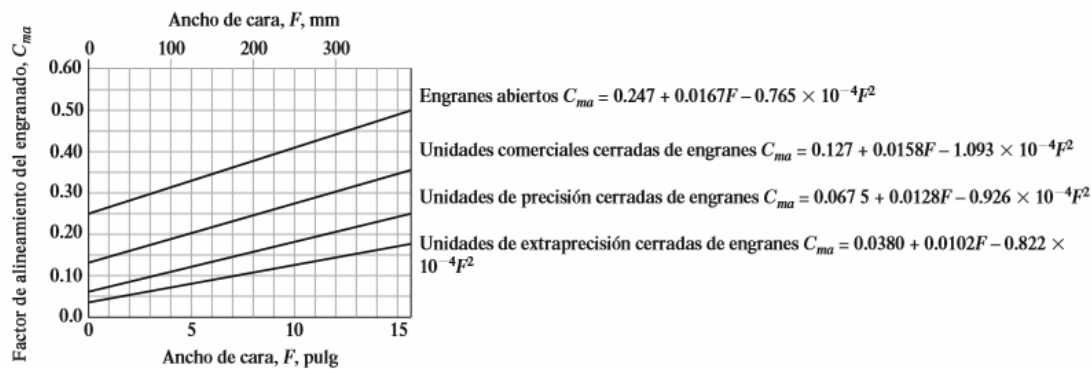


Figura 32: Factor por alineamiento de engranado

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

Para elegir la fórmula o figura correcta, se utilizará el siguiente artículo del estudio de Mott.

“Engranes abiertos se refiere a los sistemas de transmisión en donde los ejes están sostenidos en cojinetes montados sobre elementos estructurales de la máquina” (Mott, 2006).

Ya que, en la extrusora en cuestión, las chumaceras estarán atornilladas a las paredes internas de la máquina, se considerará este diseño como de engranes abiertos. Por lo mismo, se usará la siguiente fórmula de Mott (2006) para calcular el factor por alineamiento de engranado.

$$C_{ma} = 0.247 + 0.0167 * F - 0.765 \times 10^{-4} * F^2 \quad (\text{Fórmula 57})$$

$$C_{ma} = 0.247 + 0.0167 * 1.6 - 0.765 \times 10^{-4} * 1.6^2$$

$$C_{ma} = 0.27$$

Entonces, reemplazando estos valores en la fórmula 55 para hallar el factor de distribución de carga, se tiene.

$$k_m = 1 + 0.0091 + 0.27$$

$$k_m = 1.2791$$

Factor de orilla:

Este factor hace referencia a una orilla lo bastante fuerte para soportar los dientes. Si en el presente diseño, se asume que esta condición se da, y el engranaje es sólido, entonces, se puede asumir este factor como 1.

$$k_b = 1$$

Factor dinámico:

Este factor hace referencia al acabado, a la calidad de los engranajes y a su velocidad. Dependiendo de estos 2 factores, se puede saber qué tan preciso es un engranaje. Para esto, ya que no se requiere una precisión tan extrema (como si se requeriría en relojería, por ejemplo), se considerará una calidad 6. Para hallar el factor, se usará la siguiente gráfica (Ver figura 33).



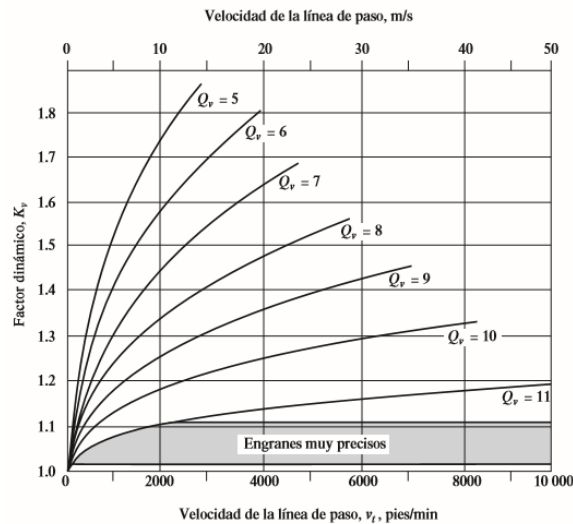


Figura 33: Factor dinámico

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

Con la velocidad previamente calculada y la calidad establecida, se tiene.

$$k_v = 1.1$$

Ahora, reemplazando todos los factores en la fórmula 54, se tiene.

$$S_t = \frac{910.96 \text{ Lb} \cdot 3}{1.6 \cdot 0.29} \cdot 1.25 \cdot 1.15 \cdot 1.2791 \cdot 1 \cdot 1.1$$

$$S_t = 11912.62 \text{ psi} = 11.91 \text{ ksi}$$

Teniendo este esfuerzo, se calculará el esfuerzo flexionante admisible ajustado. Para esto, se usará la siguiente fórmula propuesta por Mott (2006).

$$Sat' = \frac{Sat \cdot Y_N}{SF \cdot K_R} \quad (\text{Fórmula 58})$$

Donde:

Sat: Esfuerzo flexionante admisible (Psi)

Sat': Esfuerzo flexionante admisible ajustado (Psi)

Y_N : Factor por ciclos de esfuerzo

SF: Factor de seguridad

K_R : Factor de confiabilidad

Factor por ciclos de esfuerzo:

Para calcular este factor, se deberá calcular primero el número de ciclos, y para esto se deberá usar la siguiente fórmula propuesta por Mott (2006).

$$N_c = 60 * L * n * q \quad (\text{Fórmula 59})$$

Donde:

L: Vida útil del engrane (hrs)

n: Revoluciones por minuto (rpm)

q: Número de contactos por vuelta

Para obtener la vida útil recomendada para los engranajes, se usará información de la siguiente tabla (Ver tabla 15).

Tabla 15: Vida útil recomendada para engranajes

Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

La máquina extrusora puede considerarse dentro de “Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general”. Por esta razón, se tomará 20000 horas como su

vida útil. Además, solo existe 1 contacto por vuelta. Entonces, reemplazando en la fórmula 57, se tiene.

$$N_c = 60 * 20000 \text{ hrs} * 114.58 \text{ rpm} * 1$$

$$N_c = 1.37 \times 10^7 \text{ ciclos}$$

Con este valor, se ingresará al siguiente gráfico (Ver figura 34).

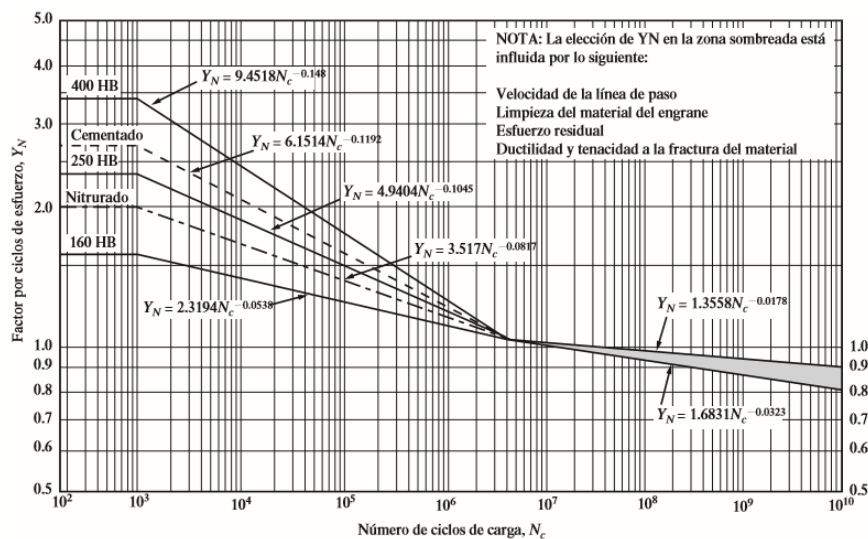


Figura 34: Factor por ciclos de esfuerzo

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

Para conocer la dureza, se tiene que elegir el material de los engranajes, y para esto, se tomará el siguiente artículo del estudio de Mott.

“Para las durezas mayores, es decir, mayores que 250 HB, se prefiere un acero aleado al medio carbón, con buena capacidad de endurecimiento. Los ejemplos son AISI 3140, 4140, 4340, 6150 y 8650” (Mott, 2006).

Con esta información, si se requiere un acero con alta dureza, se deberá elegir uno de estos aceros. Se elegirá el acero AISI 4140 (equivalente a DIN 42CrMb4), con un tratamiento térmico de revenido para alcanzar una elevada dureza. Tomando una dureza Brinell de 250 para el material de los engranajes, de la gráfica se obtiene el siguiente valor.

$$Y_N = 1.0$$

Para conocer si la dureza Brinell elegida es adecuada para el material elegido, nuevamente se recurrirá a un artículo, esta vez de un fabricante de aceros.

“No se recomiendan durezas por encima del 56 HRC para este acero (AISI 4140)” (ThyssenKrupp Aceros y Servicios S.A., 2020).

Ahora, con ayuda de una tabla que permita calcular las equivalencias entre durezas Rockwell y Brinell (Ver Anexo 6), se obtendrá el equivalente máximo para este acero.

$$HB_{max} = 534 HB$$

Con esto se concluye que el acero elegido es adecuado para ese nivel de dureza.

Factor de confiabilidad:

Para los engranajes, se tomará como referencia una confiabilidad del 90%, ya que este equipo solo operará una jornada de 4 horas al día, es decir, no se diseñará para una producción totalmente continua. Entonces, para este factor, se ingresa a la siguiente tabla (Ver tabla 16).

Tabla 16: Factor de confiabilidad

Confiabilidad	K_R
0.90, una falla en 10	0.85
0.99, una falla en 100	1.00
0.999, una falla en 1000	1.25
0.9999, una falla en 10 000	1.50

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

De la tabla, con el valor de confiabilidad mencionado, se tiene.

$$K_R = 0.85$$

Factor de seguridad:

Según el estudio de Mott, se debe dar un valor modesto de factor de seguridad para los engranajes, que fluctúe entre 1 y 1.5. Por este motivo, el valor será el siguiente.

$$SF = 1.2$$

Esfuerzo flexionante admisible:

Este valor dependerá de la dureza del material de los engranajes, y del grado. Como ya se mencionó, la dureza será de 250 HB, y se tomará grado 1, ya que no será muy controlado el grano, solo la dureza. Para hallar el esfuerzo, se entra a la siguiente gráfica (Ver figura 35).

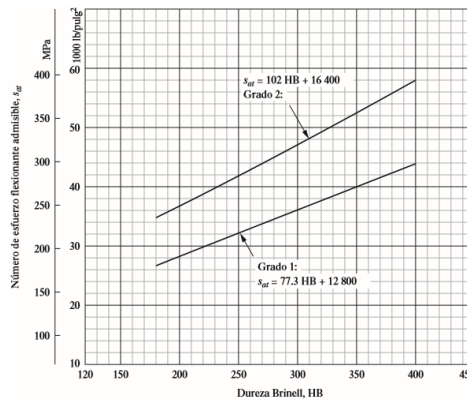


Figura 35: Esfuerzo flexionante admisible

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

De esta gráfica y con los datos mencionados, se puede obtener.

$$S_{at} = 32 \text{ ksi}$$

Entonces, reemplazando en la fórmula 56, se tiene.

$$S_{at}' = \frac{32 \text{ ksi} * 1.0}{1.2 * 0.85}$$

$$S_{at}' = 31.37 \text{ ksi} > 11.91 \text{ ksi (OK)}$$

Este valor es mayor que el esfuerzo flexionante calculado en la fórmula 54. Si bien es muy elevado como para el esfuerzo flexionante de los engranajes, probablemente en presión de contacto se obtenga un valor más cercano, por lo tanto, se tomará este valor, y se puede concluir que el engrane no falla por flexión.

4.3. Cálculo de la Presión de Contacto

De igual manera que en flexión, se deberá calcular el esfuerzo de contacto para los engranajes, y posteriormente el esfuerzo de contacto admisible. El esfuerzo de contacto será calculado bajo la siguiente expresión del estudio de Mott (2006).

$$S_c = C_p * \sqrt{\frac{W_t * k_0 * k_s * k_m * k_v}{F * D_p * I}} \quad (\text{Fórmula 60})$$

Donde:

C_p : Coeficiente elástico

I : Factor de geometría

Como se puede ver, se conocen la mayoría de factores, que fueron calculados en el esfuerzo por flexión. A continuación, se realizará el cálculo de los factores desconocidos.

Coeficiente elástico:

Este coeficiente depende exclusivamente del material de los engranajes. Como ya se mencionó anteriormente, los engranajes serán de un acero DIN 42CrMb4. El coeficiente elástico hace referencia al material del piñón y de la corona, y se obtendrá de una tabla (Ver Anexo 7). Entonces, se tiene.

$$C_p = 2300 \frac{lb}{pulg^2}$$

Factor de geometría:

Para este factor, se considerará el ángulo de presión de los engranajes (20°), además de la relación de transmisión (1) y el número de dientes (18) (Ver figura 36). Entonces, se tiene.

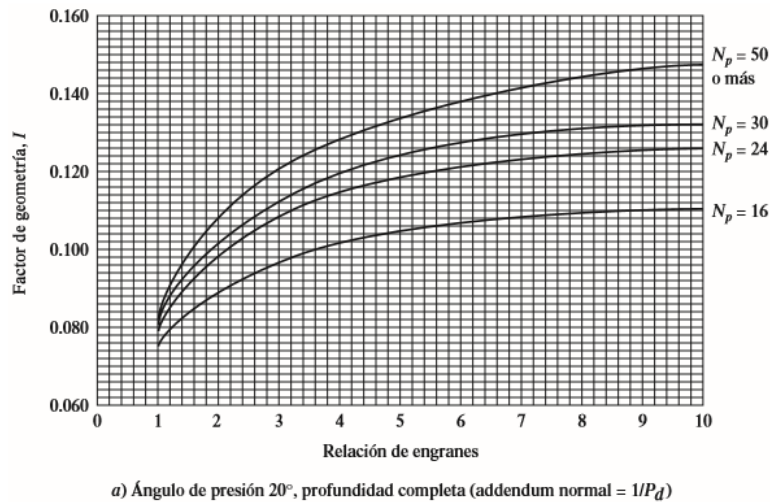


Figura 36: Factor de geometría

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

De ese gráfico, se puede obtener el factor de geometría.

$$I = 0.079$$

Reemplazando estos valores en la fórmula 60, se tiene.

$$S_c = 2300 * \sqrt{\frac{910.96 * 1.25 * 1.15 * 1.2791 * 1.1}{1.6 * 6 * 0.079}}$$

$$S_c = 113.37 \text{ ksi}$$

Ahora, se calculará el esfuerzo de contacto admisible ajustado, con la siguiente fórmula del estudio de Mott (2006).

$$Sac' = Sac * \frac{Z_N * C_H}{SF * K_R} \quad (\text{Fórmula 61})$$

Donde:

Sac': Esfuerzo de contacto admisible ajustado (Psi)

Sac: Esfuerzo de contacto admisible (Psi)

Z_N : Factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo

C_H : Factor de relación de durezas

Factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo:

Para hallar este factor, se usará el número de ciclos de carga, que fue calculado previamente. Este factor se hallará en la siguiente figura (Ver figura 37).

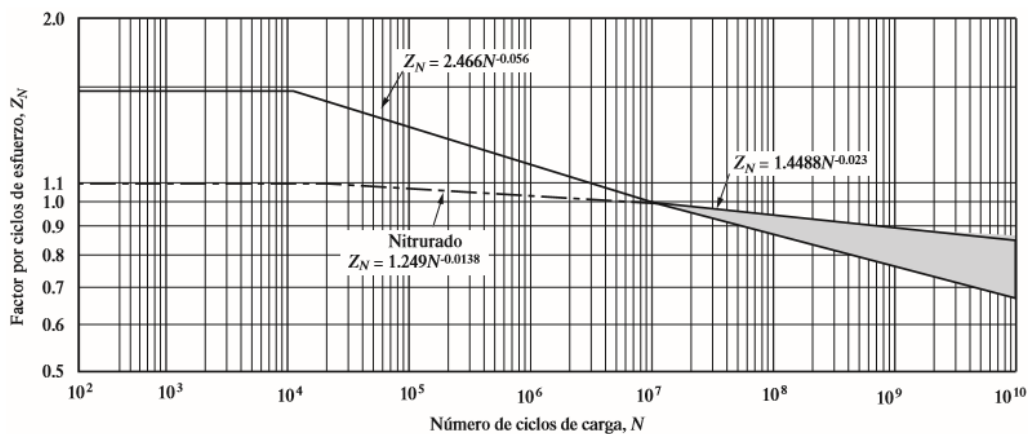


Figura 37: Factor por ciclos de esfuerzo

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

Con el valor de ciclos calculado, con la curva no nitrurada, se obtiene.

$$Z_N = 1.25$$

Factor de relación de durezas:

Este factor, hace referencia a la aspereza y el acabado superficial que queda en la corona. Esto también depende de la relación de transmisión; para su cálculo se usará la siguiente figura (Ver figura 38).

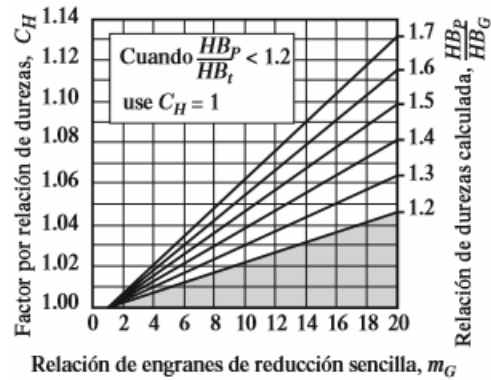


Figura 38: Factor por relación de durezas

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

Ya que la relación de transmisión de los engranajes es 1, el factor por relación de durezas se reduce a 1 también, según la gráfica.

$$C_H = 1$$

El factor de confiabilidad y de seguridad ya son conocidos. Finalmente, el esfuerzo de contacto admisible se hallará de la siguiente figura (Ver figura 39).

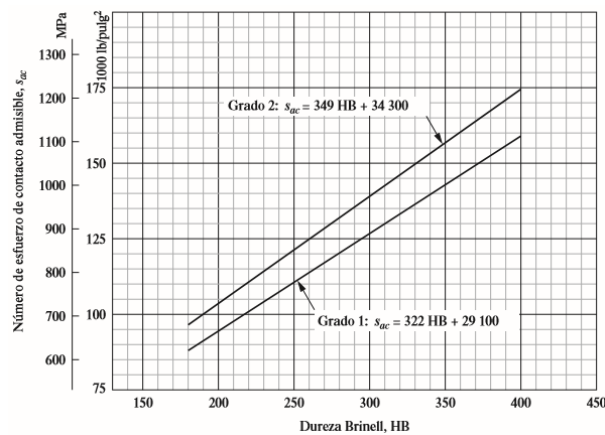


Figura 39: Esfuerzo de contacto admisible

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

Como ya se dijo, la dureza de los engranajes será de 250 HB. Entonces.

$$S_{ac} = 112 \text{ ksi}$$

Entonces, reemplazando en la fórmula 61, se tiene.

$$Sac' = 112 * \frac{1.25 * 1}{1.2 * 0.85}$$

$$Sac' = 137.25 \text{ ksi} > 113.37 \text{ ksi (OK)}$$

Con esto se puede concluir, que el piñón y la corona diseñados no fallarán por flexión ni por contacto. Con estos valores, el verdadero factor de seguridad de los engranajes será.

$$N = \frac{137.25}{113.37} = 1.2106$$

5. Cálculo de Calentadores

Se realizará el cálculo térmico para obtener el calor requerido en la máquina, de tal manera que se pueda obtener la potencia de las resistencias eléctricas que se usarán para tal fin, y distribuir las mismas a lo largo del husillo. Como ya se sabe, se buscará que en el interior del cilindro exista una temperatura de 280 °C, pero sin dejar de lado el calor que se perderá por conducción en las paredes del cilindro, se usará una fórmula propuesta por el estudio de Cengel (2011) para hallar el calor.

$$Q = C_p * \dot{m} * (T_1 - T_0) \quad (\text{Fórmula 62})$$

Donde:

Q: Calor requerido (kW)

T₁: Temperatura del proceso (°C)

C_p: Calor específico del PET (kJ/kg °K)

T₀: Temperatura del ambiente (°C)

\dot{m} : Flujo másico del material (kg/s)

Para esto, se tiene:

C_p (PET) = 1.35 kJ/kg °K (Goodfellow, 2020)

\dot{m} = 4.6 kg/hr = 0.00127 kg/s

Entonces se tiene:

$$Q = 1.35 \frac{kJ}{kg * ^\circ K} * 0.00127 \frac{kg}{s} * (280^\circ C - 20^\circ C)$$

$$Q = 0.4457 kW$$

Con este valor, se calculará la temperatura a la cual deberá estar la fuente de calor, por medio de conducción térmica, usando una expresión del estudio de Cengel (2011).

$$Q = K * A * \frac{T - T_0}{L} \quad (\text{Fórmula 63})$$

Donde:

Q: Calor requerido (kW)

T₀: Temperatura del proceso (°C)

K: Conductividad térmica del material (W/m °K)

L: Ancho del material (m)

A: Área de la sección transversal (m²)

T: Temperatura requerida afuera del cilindro (°C)

El material del cilindro, como se dijo anteriormente, será un acero DIN 42CrMb4. En cuanto al espesor del cilindro, se tomará 3/8", más adelante se calculará si este espesor resiste los esfuerzos presentes en el cilindro. Entonces, se tiene.

K (Acero aleado al cromo) = 52 W/m °K (Ver Anexo 8)

L = 3/8" = 0.009525 m

El cilindro no contará con resistencias en los primeros 100 mm de su longitud, ya que esta es la zona por donde es alimentado, entonces se tomará como longitud solamente 500 mm. Para obtener el área, se deberá hacer un cálculo usando el perímetro exterior del cilindro.

$$A = \pi * D_{cilindro} * L \quad (\text{Fórmula 64})$$

$$A = \pi * 0.04905 m * 0.5 m$$

$$A = 0.077047 m^2$$

Entonces, reemplazando en la fórmula 63:

$$445.7 W = 52 \frac{W}{m * ^\circ K} * 0.077047 m^2 * \frac{T - 280^\circ C}{0.009525 m}$$

$$T = 281.06^\circ C$$

Se tomará el valor de 282°C para los calentadores. Entonces, deberá ser recalculado el valor del calor transferido. Se usará nuevamente la fórmula 62.

$$Q = 1.35 \frac{kJ}{kg * ^\circ K} * 0.00127 \frac{kg}{s} * (282^\circ C - 20^\circ C)$$

$$Q = 0.4492 kW = 449.2 W$$

6. Diseño de la Chaveta

La chaveta del eje es el elemento que asegurará que sea transmitida la potencia del motor eléctrico al eje, siendo un elemento de máquina desmontable. Entonces, se usará la siguiente tabla para elegir el tamaño de la chaveta (Ver tabla 17).

Tabla 17: Tamaño de la chaveta en función al diámetro del eje

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 ¹ / ₄	1/4	1/4	3/16
1 ¹ / ₄	1 ³ / ₈	5/16	5/16	1/4
1 ³ / ₈	1 ³ / ₄	3/8	3/8	1/4
1 ³ / ₄	2 ¹ / ₄	1/2	1/2	3/8
2 ¹ / ₄	2 ³ / ₄	5/8	5/8	7/16
2 ³ / ₄	3 ¹ / ₄	3/4	3/4	1/2
3 ¹ / ₄	3 ³ / ₄	7/8	7/8	5/8
3 ³ / ₄	4 ¹ / ₂	1	1	3/4
4 ¹ / ₂	5 ¹ / ₂	1 ¹ / ₄	1 ¹ / ₄	7/8
5 ¹ / ₂	6 ¹ / ₂	1 ¹ / ₂	1 ¹ / ₂	1
6 ¹ / ₂	7 ¹ / ₂	1 ³ / ₄	1 ³ / ₄	1 ¹ / ₂
7 ¹ / ₂	9	2	2	1 ¹ / ₂
9	11	2 ¹ / ₂	2 ¹ / ₂	1 ³ / ₄
11	13	3	3	2
13	15	3 ¹ / ₂	3 ¹ / ₂	2 ¹ / ₂
15	18	4		3
18	22	5		3 ¹ / ₂
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

El diámetro del eje es de 28 mm, lo que en pulgadas es aproximadamente 1.1"; por lo tanto, se encuentra en la cuarta fila de la tabla. De esta manera tenemos el ancho y la altura de la chaveta, asumiéndola cuadrada.

$$W = H = 1/4" = 6.35 \text{ mm}$$

Para concluir el diseño de la chaveta, es necesario calcular 3 parámetros geométricos de la misma: Altura de la cuerda, profundidad de cuñero en el eje y profundidad de cuñero en el cubo. Primero se calculará la altura de la cuerda (Ver figura 40).

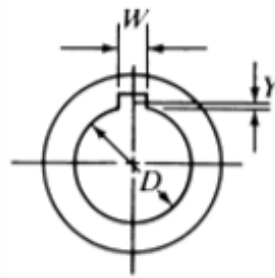


Figura 40: Altura de la cuerda

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

Para el cálculo de la altura de la cuerda, se usará la siguiente expresión de Mott (2006).

$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2} \quad (\text{Fórmula 65})$$

Donde:

Y: Altura de la cuerda (m)

D: Diámetro del eje (m)

W: Ancho de la cuña (m)

$$Y = \frac{0.028 \text{ m} - \sqrt{(0.028 \text{ m})^2 - (0.00635 \text{ m})^2}}{2} = 0.00036 \text{ m} = 0.36 \text{ mm}$$

El paso siguiente será calcular la profundidad del cuñero en el eje (Ver figura 41).

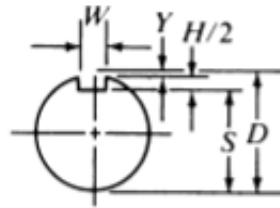


Figura 41: Profundidad del cuñero en el eje

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

Para el cálculo de este parámetro, se usará la siguiente expresión de Mott (2006).

$$S = \frac{D - H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} \quad (\text{Fórmula 66})$$

Donde:

S: Profundidad del cuñero en el eje (m)

H: Altura de la cuña (m)

D: Diámetro del eje (m)

W: Ancho de la cuña (m)

$$S = \frac{0.028 \text{ m} - 0.00635 \text{ m} + \sqrt{(0.028 \text{ m})^2 - (0.00635 \text{ m})^2}}{2} = 0.0245 \text{ m} = 24.5 \text{ mm}$$

El paso siguiente será calcular la profundidad del cuñero en el cubo (Ver figura 42).

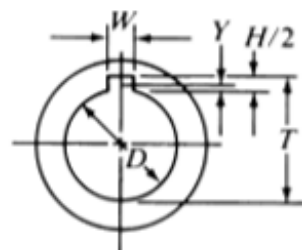


Figura 42: Profundidad del cuñero en el cubo

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, por Mott, Pearson Education (2006)

Para el cálculo de este parámetro, se usará la siguiente expresión de Mott (2006).

$$T = \frac{D + H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} + C \quad (\text{Fórmula 67})$$

Donde:

T: Profundidad del cuñero en el cubo (m)

H: Altura de la cuña (m)

D: Diámetro del eje (m)

W: Ancho de la cuña (m)

Siendo “C”, un margen de holgura de 0.005” (0.127 mm) para cuñas paralelas.

$$T = \frac{0.028 \text{ m} + 0.00635 \text{ m} + \sqrt{(0.028 \text{ m})^2 - (0.00635 \text{ m})^2}}{2} + 0.000127 \text{ m}$$

$$T = 0.03093 \text{ m} = 30.93 \text{ mm}$$

Ya que se usará una chaveta tipo cuña, se aplicará la norma DIN 6886. Según esta norma, se considera como una chaveta tipo “B” aquella chaveta que es recta, como en este caso. Se obtuvo una altura y un ancho de ¼”, pero se tomará estas dimensiones como 6 mm para tener una medida más exacta. En cuanto a la longitud, se usará una longitud de chaveta de 50 mm. Con estos parámetros, se tendrá una chaveta B 6 x 6 x 50 DIN 6886.

7. Diseño de la Tolva

Para el diseño de la tolva, se tomará en cuenta una de forma cónica, ya que una tolva de esta forma evita la aglomeración de material en sus paredes, a diferencia de una tolva cuadrangular, y permite un mejor flujo. Para obtener el diámetro de ingreso, se tomará en cuenta el siguiente artículo.

“La longitud de la boca de alimentación oscila entre 1.2D y 1.5D, siendo el paso del husillo en la zona de alimentación igual al diámetro” (Savgorodny, 1973).

Bajo ese artículo se tomará como diámetro menor 1.2 veces el diámetro del husillo, es decir, 36 mm y como diámetro mayor 150 mm (Ver figura 43). Con estos datos, se calculará la altura de la tolva. Además, se tomará en cuenta un acero estructural ASTM A-36 ya que no requerirá las condiciones específicas que sí requiere el husillo o el propio cilindro, y ya que no soportará presiones, se considerará una plancha de ¼”.

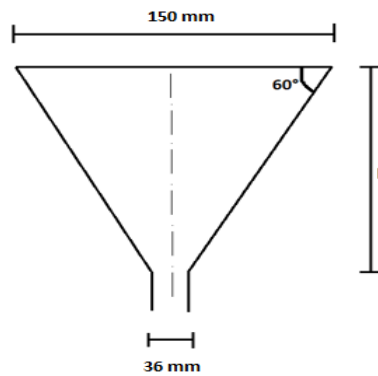


Figura 43: Geometría de la tolva de la extrusora

Fuente: Elaboración propia.

Entonces, por trigonometría, se tiene:

$$\tan 60^\circ = \frac{h}{\frac{150}{2} - \frac{36}{2}}$$

$$h = 98.72 \text{ mm}$$

8. Diseño del Cilindro y la Estructura

Para el cilindro, se elegirá un espesor de plancha, y mediante el cálculo de esfuerzos, se comprobará si dicho espesor resiste los esfuerzos provocados por la presión del fluido en el cilindro. Para esto, existirán esfuerzos tangenciales, radiales y longitudinales, que se calcularán asumiendo que las presiones exteriores al cilindro son 0, y esto se logrará con las siguientes fórmulas propuestas por el estudio de Pacheco (2017).

$$\sigma_t = \frac{p_i * a^2}{b^2 - a^2} * \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (\text{Fórmula 68})$$

$$\sigma_r = \frac{p_i * a^2}{b^2 - a^2} * \left(1 - \frac{b^2}{r^2}\right) \quad (\text{Fórmula 69})$$

$$\sigma_t = \frac{p_i * a^2}{b^2 - a^2} \quad (\text{Fórmula 70})$$

Donde:

a: Radio interior del cilindro (m)

b: Radio exterior del cilindro (m)

r: Radio medio del cilindro (m)

p_i : Presión interna del cilindro (MPa)

Como se calculará solo la presión interna, ya que se asumió que la externa será 0, entonces, se tomará como $r=a$. Teniendo la presión interna de 106 MPa que fue calculada previamente, y tomando como referencia un espesor de plancha para el cilindro de 3/8", es decir, un diámetro externo del cilindro de 49.05 mm, reemplazando en las fórmulas 68, 69 y 70 respectivamente, se tiene.

$$\sigma_t = \frac{106 * 0.03^2}{0.04905^2 - 0.03^2} * \left(1 + \frac{0.04905^2}{0.03^2}\right) = 232.70 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \frac{106 * 0.03^2}{0.04905^2 - 0.03^2} * \left(1 - \frac{0.04905^2}{0.03^2}\right) = -106 \text{ MPa}$$

$$\sigma_l = \frac{106 * 0.03^2}{0.04905^2 - 0.03^2} = 63.35 \text{ MPa}$$

Una vez que se tienen estos valores, se procederá a calcular el esfuerzo permisible para el material, en función del tipo de carga que sea la más representativa. En el caso de esta extrusora, su principal carga es la axial, por lo tanto, se tiene del estudio de Pacheco (2017).

$$0.45 * S_y < \sigma_{permisible} < 0.60 * S_y$$

Ya que el esfuerzo de fluencia del acero DIN 42CrMb4 es 735 MPa (Ver Anexo 1), entonces el esfuerzo permisible será.

$$330.75 \text{ MPa} < \sigma_{\text{permisible}} < 441 \text{ MPa}$$

El siguiente paso será aplicar la teoría de la energía de distorsión (Von Mises) con los esfuerzos principales previamente calculados. Se reducirá la ecuación ya que no se incluyen esfuerzos cortantes. Entonces, se tiene del estudio de Pacheco (2017).

$$\sigma_{\text{vonmises}} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2}{2}} \quad (\text{Fórmula 71})$$

Según esta ecuación, el esfuerzo principal en 'x', corresponde al tangencial, el esfuerzo principal en 'y' corresponde al radial, y el esfuerzo principal en 'z' corresponde al longitudinal. Entonces, reemplazando en la fórmula 71, se tiene.

$$\sigma_{\text{vonmises}} = \sqrt{\frac{(232.70 - (-106))^2 + (-106 - 63.35)^2 + (63.35 - 232.70)^2}{2}}$$

$$\sigma_{\text{vonmises}} = 293.32 \text{ MPa}$$

El esfuerzo calculado es ligeramente inferior al rango inferior permisible para el material seleccionado, lo cual indica que el espesor de plancha elegido es correcto.

En cuanto a la estructura que soportará a la máquina, se tomará en cuenta ángulos, es decir, perfiles en "L", que estarán seleccionados de acuerdo a la norma UNE EN 10056-99. Ya que la máquina es pequeña, se eligió el perfil más pequeño de esta tabla, ya que en su mayoría son perfiles para estructuras grandes. El perfil elegido de esta norma fue L20x20x3 (Ver tabla 18).

Tabla 18: Ángulos de lados iguales según la norma UNE EN 10056-99

Designación	Masa Kg/m	Área de la sección cm ²	Dimensiones			Distancias al centro de gravedad			Características geométricas respecto de los ejes							
			a	t	r _{fuerte}	C _x =C _y	C _x	C _y	X-X = Y-Y			U-U		V-V		
			mm	mm	mm	cm	cm	cm	I _x = I _y	I _x = I _y	Z _x = Z _y	I _u	r _u	I _v	r _v	Z _v
L 20 x 20 x 3	0.882	1.12	20	3	3.5	0.598	1.41	0.846	0.392	0.590	0.279	0.618	0.742	0.165	0.383	0.195
L 25 x 25 x 3	1.12	1.42	25	3	3.5	0.723	1.77	1.02	0.503	0.751	0.432	1.27	0.945	0.334	0.484	0.326
L 25 x 25 x 4	1.45	1.85	25	4	3.5	0.762	1.77	1.08	1.02	0.741	0.586	1.61	0.931	0.430	0.482	0.399
L 30 x 30 x 3	1.36	1.74	30	3	5	0.835	2.12	1.18	1.40	0.899	0.649	2.22	1.13	0.585	0.581	0.496
L 30 x 30 x 4	1.78	2.27	30	4	5	0.878	2.12	1.24	1.80	0.892	0.850	2.85	1.12	0.754	0.577	0.607
L 35 x 35 x 4	2.09	2.67	35	4	5	1.00	2.47	1.42	2.95	1.05	1.18	4.68	1.32	1.23	0.678	0.865
L 40 x 40 x 4	2.42	3.08	40	4	6	1.12	2.83	1.58	4.47	1.21	1.55	7.09	1.52	1.86	0.777	1.17
L 40 x 40 x 5	2.97	3.79	40	5	6	1.16	2.83	1.64	5.43	1.20	1.91	8.60	1.51	2.26	0.773	1.38
L 45 x 45 x 4.5	3.06	3.90	45	4.5	7	1.25	3.18	1.78	7.14	1.35	2.20	11.4	1.71	2.94	0.870	1.65
L 50 x 50 x 4	3.06	3.89	50	4	7	1.36	3.54	1.92	8.97	1.52	2.46	14.2	1.91	3.73	0.979	1.94
L 50 x 50 x 5	3.77	4.80	50	5	7	1.40	3.54	1.99	11.0	1.51	3.05	17.4	1.90	4.55	0.973	2.29
L 50 x 50 x 6	4.47	5.69	50	6	7	1.45	3.54	2.04	12.8	1.50	3.61	20.3	1.89	5.34	0.968	2.61
L 60 x 60 x 5	4.57	5.82	60	5	8	1.64	4.24	2.32	19.4	1.82	4.45	30.7	2.30	8.03	1.17	3.46
L 60 x 60 x 6	5.42	6.91	60	6	8	1.69	4.24	2.39	22.8	1.82	5.29	36.1	2.29	9.44	1.17	3.96
L 60 x 60 x 8	7.09	9.03	60	8	8	1.77	4.24	2.50	29.2	1.80	6.89	46.1	2.26	12.2	1.16	4.86
L 65 x 65 x 7	6.83	8.7	65	7	9	1.85	4.60	2.62	33.4	1.96	7.18	53.0	2.47	13.8	1.26	5.27
L 70 x 70 x 6	6.38	8.13	70	6	9	1.93	4.95	2.73	36.9	2.13	7.27	58.5	2.68	15.3	1.37	5.60
L 70 x 70 x 7	7.38	9.40	70	7	9	1.97	4.95	2.79	42.3	2.12	8.41	67.1	2.67	17.5	1.36	6.28

Fuente: UNE EN 10056-99 (2001)

Estos perfiles serán emperrados, y tendrán a sus alrededores planchas de ½” para soportar la máquina. Tanto los perfiles como las planchas serán de acero estructural ASTM A-36. Para comprobar la resistencia de estos perfiles a las cargas muertas de la máquina, ocasionadas por el cilindro, husillo, tolva, matriz y las planchas de acero, además de la carga viva del material, se hizo un análisis de elementos finitos de la estructura, arrojando los siguientes resultados (Ver figuras 44, 45 y 46)

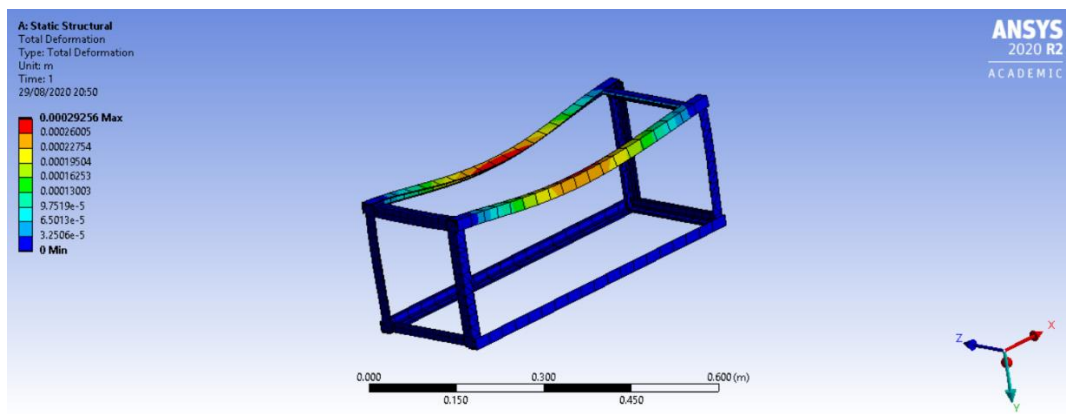


Figura 44: Análisis de deformación de la estructura por elementos finitos

Fuente: Elaboración propia.

El valor máximo es 0.00029256 m. Para comprobar si la deformación está dentro de los límites establecidos, nuevamente se usará la fórmula 57, para elementos estructurales.

$$y_{perm} = \frac{L}{540} = \frac{0.6m}{540} = 1.11 \times 10^{-3}m > 2.92 \times 10^{-4} (OK)$$

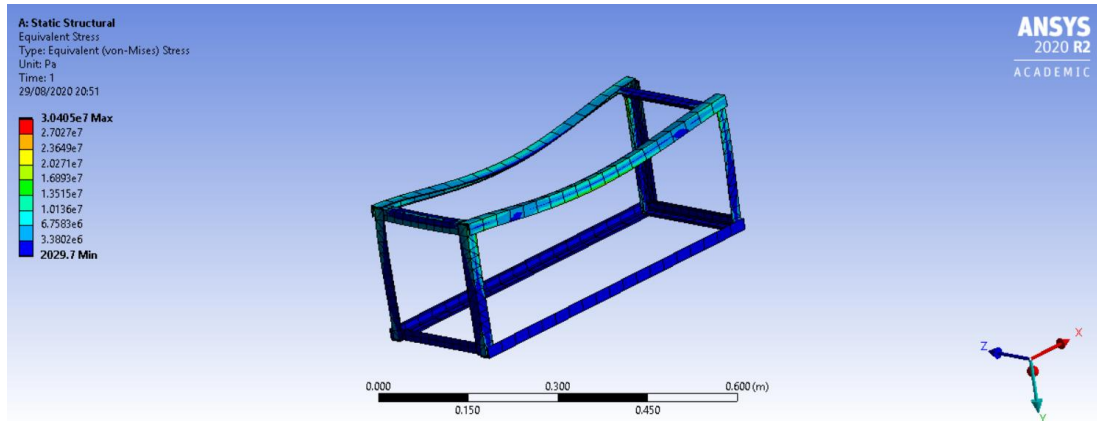


Figura 45: Análisis de esfuerzo de la estructura por elementos finitos

Fuente: Elaboración propia.

Como se puede apreciar en la figura, el esfuerzo máximo es de apenas 30.4 MPa, y está presente en muy pocos puntos de la estructura.

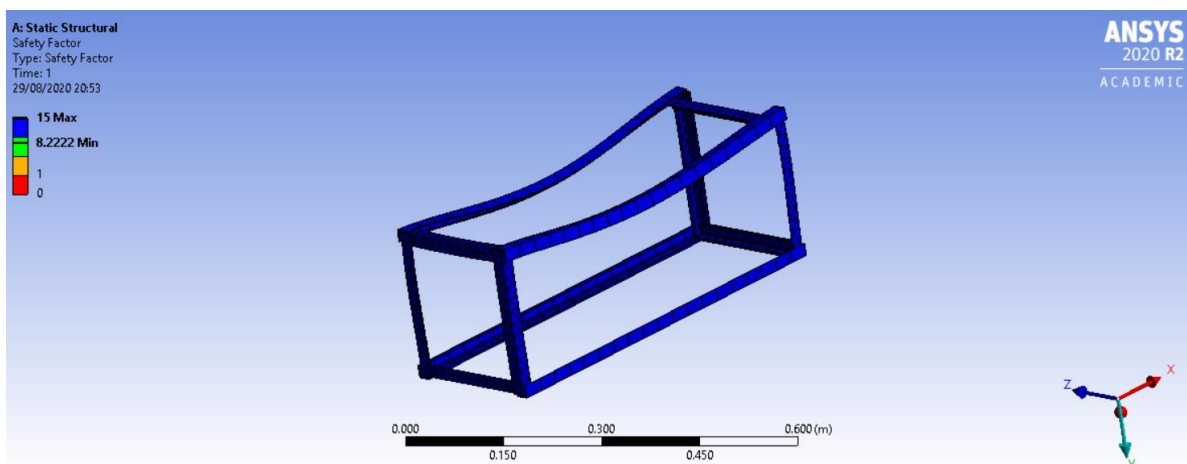


Figura 46: Análisis de factor de seguridad de la estructura por elementos finitos

Fuente: Elaboración propia.

Como se puede apreciar, el factor de seguridad es de 15 en casi toda la estructura, con un mínimo de 8.22. Este valor se justifica porque se usó el perfil más pequeño según la norma.

9. Diseño del Plato Rompedor

Para el diseño del plato rompedor, se tomará en cuenta las consideraciones necesarias para un material reciclado. Este elemento debe ir detrás de los filtros (malla) para evitar impurezas en el producto, por lo tanto, se aplicará lo siguiente:

“Las características del disco metálico o “Breaker-Plate” y su óptimo uso, se cumple perforando orificios de 1/16” a 1/8” de diámetro, sobre un 30 – 35% del área total del disco, dispuestos los orificios de forma simétrica” (Ojeda, 2011).

“El plato rompedor para una extrusora recuperadora de plástico suele tener el mayor diámetro posible para garantizar una amplia superficie filtrante y por lo tanto el mayor flujo de material posible. [...]. Por lo que he observado, en varias extrusoras diseñadas específicamente para peletizado de poliolefinas recicladas, el diámetro del plato es un tanto mayor al doble del diámetro del tornillo, aproximadamente en una relación 2,1:1 a 2,2:1” (Ojeda, 2011)

Ya que la máquina trabaja con plástico reciclado, se tomará en cuenta las consideraciones establecidas. Se tomarán orificios de 2 mm en el plato rompedor ya que, según este autor, deben tener un diámetro grande para plástico reciclado. En cuanto al diámetro del plato, se tomará de 2.1:1, ya que se trabaja con PET y no con una poliolefina.

$$D_{plato} = 63 \text{ mm}$$

$$d_{orificios} = 1/8''$$

En lo que respecta a las mallas que van previo al plato rompedor, es necesario elegir el arreglo adecuado de mallas, que vaya acorde al material que estamos procesando y a la condición del mismo. Para esto, se tomará el siguiente artículo:

“Un arreglo simple puede ser utilizar una malla rep de 250 [...]. Irá bastante bien para la mayoría de las aplicaciones del RPET” (Ojeda, 2011).

Basándose en este artículo, se tomará una tipo “Rep” de malla 250 (Ver Anexo 9). Por seguridad, se le pondrá triple malla.

10. Selección de Resistencias Calefactoras y Termocuplas

Las resistencias calefactoras que se usarán en la presente máquina, deberán ser resistencias tipo abrazadera para que puedan estar bien sujetas a la parte exterior del cilindro y cumplir la función establecida. Para esto, como ya se calculó previamente, deberá usarse resistencias eléctricas que lleguen a casi 450 Watts en total, y estas deberán entrar en el diámetro exterior del cilindro de 49.05 mm para que puedan trabajar. Para esto, se eligió resistencias de tubos rectos recocidos (en forma de resorte), del fabricante brotothermic (Ver tabla 19).

Tabla 19: Abrazaderas de tubos rectos recocidos

TUBO RECTANGULAR 2,2x4,2 mm, MODELOS RCFRR				
Código	Dimensiones en mm		Wattios	Peso En Kg
	Longitud L	Zona activa A		
RCFRR 175110	200	110	175	0,09
RCFRR 190160	250	160	190	0,10
RCFRR 200240	330	240	200	0,10
RCFRR 225290	380	290	225	0,11
RCFRR 250340	430	340	250	0,11
RCFRR 300390	480	390	300	0,12
RCFRR 350470	560	470	350	0,12
RCFRR 400540	630	540	400	0,13
RCFRR 450610	700	610	450	0,13
RCFRR 550660	750	660	550	0,13
RCFRR 625770	860	770	625	0,14
RCFRR 675860	950	860	675	0,14
RCFRR 700910	1000	910	700	0,14
RCFRR 8001110	1200	1110	800	0,15
RCFRR 9501310	1400	1310	950	0,15
RCFRR 11001510	1600	1510	1100	0,15
RCFRR 12001710	1800	1710	1200	0,16
RCFRR 13001910	2000	1910	1300	0,16
RCFRR 14002160	2250	2160	1400	0,16

Fuente: Brotothermic distribuciones industriales (2020)

Las resistencias elegidas, son capaces de trabajar con una temperatura de hasta 750 °C, lo cual es adecuado para la extrusora. Tienen una forma helicoidal, y van a lo largo del cilindro (Ver figura 47), teniendo una longitud máxima de 700 mm, longitud adecuada para cubrir el cilindro luego de la tolva.



Figura 47: Resistencias tipo abrazadera de tubos rectos recocidos

Fuente: Brototermic distribuciones industriales (2020)

Además de las resistencias, la extrusora deberá incluir termocuplas, que no son otra cosa que transductores capaces de transformar la diferencia de temperatura en una diferencia de tensión eléctrica que es proporcional a esta (tensión muy pequeña, por efecto *Seebeck*), formados por 2 alambres de distintos materiales unidos en el extremo. Existen varios tipos de termocuplas, que se detallan en el siguiente cuadro (Ver tabla 20).

Tabla 20: Tipos de termocuplas

Tc	Cable + Aleación	Cable - Aleación	°C	Rango (Min, Max) mV	Volts Max
J	Hierro	cobre/nickel	(-180, 750)	42.2	
K	Nickel/cromo	Nickel/alumnio	(-180, 1372)	54.8	
T	Cobre	cobre/nickel	(-250, 400)	20.8	
R	87% Platino 13% Rhodio	100% Platino	(0, 1767)	21.09	
S	90% Platino 10% Rhodio	100% Platino	(0, 1767)	18.68	
B	70% Platino 30% Rhodio	94% Platino 6% Rhodio	(0, 1820)	13.814	

Fuente: ARIAN, Control & Instrumentación (2020)

“Las termocuplas tipo J se usan principalmente en la industria del plástico, goma (extrusión e inyección) y fundición de metales a bajas temperaturas (Zamac, Aluminio)” (ARIAN, Control & Instrumentación, 2020).

Entonces, basándose en este artículo, se elegirán para la presente máquina termocuplas tipo J. Para poder tomar lectura de la medida en voltaje que entregará la termocupla, es necesaria la aplicación de un equipo llamado pirómetro digital, que no es otra cosa que un instrumento capaz de mostrar digitalmente la temperatura sensada por la termocupla, y este debe colocarse en la estructura de la máquina.

Para esto, se usará un pirómetro digital del fabricante “Eléctricos Generales Import Export S.R.L.”, para la presente máquina se eligió un pirómetro digital del modelo EO-CT7272-PDRS. Este modelo tiene un rango de medición en temperatura, dependiendo del tipo de termocupla que se use (Ver figura 48).

Especificaciones de Entrada y rango de medición		
Tipo de Entrada	Código	Rango de Medición
Termocupla	K	-50 - +1350°C
	S	-50 - +1750°C
	E	-50 - +800°C
	J	50 - +1000°C

Figura 48: Rango de medición del pirómetro EO-CT7272-PDRS

Fuente: Eléctricos Generales Import Export S.R.L. (2020)

La temperatura que es capaz de medir el equipo está dentro del rango requerido de la máquina, para la termocupla tipo J. El resto de las especificaciones técnicas del equipo se encuentran en anexos (Ver Anexo 10). Además, será necesario seleccionar un ventilador eléctrico pequeño, ya que cuando la temperatura advertida por el pirómetro digital sobrepase los 280°C, se tendrá que aplicar una pequeña refrigeración por aire. No se usa un soplador industrial debido al bajo caudal de la máquina y a las cortas dimensiones de la misma. Para este fin, se usará un ventilador eléctrico de la marca Steren, con 117 Vca.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS ECONÓMICO

Para el análisis económico del presente proyecto, se realizará un presupuesto para la máquina, que incluirá materiales, mano de obra, uso de equipos, etc. De esta manera, con este valor de inversión se procederá a calcular el Valor Neto Actual (VAN), la Tasa Interna de Retorno (TIR) y el período de recuperación de la inversión (PRI), para poder concluir si el proyecto es rentable o no, en un período de 5 años, que es la vida útil de la máquina.

1. Presupuesto de la Máquina

Para el presupuesto de la máquina, se evaluaron los costos requeridos por cada subsistema de la máquina, y finalmente se le agregarán costos indirectos y otros costos para tal fin. Se elaboró presupuestos para el sistema motriz, sistema de husillo, sistema de alimentación, sistema de matriz, sistema de cilindro y estructura, y otros costos.

El costo del sistema motriz incluye el costo de todo lo necesario para brindar la potencia calculada a la extrusora, incluyendo fabricación y montaje, y otros equipos como el reductor de velocidad. El sistema de husillo por su parte, como ya se mencionó, tendrá un costo de maquinado. El sistema de matriz se ubicará en la parte final de la extrusora, se tendrá 2 matrices distintas, ya que son 2 las piezas necesarias a fabricar por la máquina para lograr el producto final. Finalmente, el sistema de cilindro y estructura tendrá costos de perfiles estructurales, maquinado, esmerilado, etc. Todos los sistemas además tendrán costos de mano de obra y costos de uso de equipos. Para el diseño, fabricación y montaje de esta máquina, existen algunos costos adicionales, como pueden ser el transporte de materiales, almacén de los mismos, etc. Para esto, se hizo un presupuesto adicional. El presupuesto de todos estos sistemas se encuentra en el Anexo 11.

Los costos vistos hasta el momento son costos directos, sin embargo, el proyecto cuenta con otros costos indirectos como pueden ser gastos generales, supervisión, etc. Para esto, se agrupó estos costos y se añadieron con respecto al total de costos directos previamente calculado, para así obtener el costo total del proyecto (Ver tabla 21). Además, aquí se mostrará el resumen de costos y el total de la inversión.

Tabla 21: Costos directos, indirectos y total proyecto

Resumen de costo de máquina extrusora de plásticos (S/.)					
Costos directos	Materiales	Mano de obra	Equipos	Material estándar a comprar	Subtotal de c/sistema
Sistema motriz	S/29.94	S/288.00	S/45.50	S/2,387.00	S/2,750.44
Sistema de husillo	S/16.04	S/447.00	S/49.00	S/0.00	S/512.04
Alimentación	S/70.50	S/193.90	S/34.22	S/0.00	S/298.62
Matriz	S/116.94	S/435.00	S/49.10	S/0.00	S/1,202.08
Cilindro y estructura	S/418.00	S/432.00	S/43.75	S/240.00	S/1,133.75
Otros costos	-	-	-	-	S/532.50
Subtotal de c/costo	S/651.42	S/1,795.90	S/221.57	S/2,627.00	
				SUBTOTAL COSTO DIRECTO (S/.)	S/6,429.42
Costos indirectos					
Gastos generales				10.00%	S/514.35
Supervisión				8.00%	S/321.47
				SUBTOTAL COSTO INDIRECTO (S/.)	S/835.82
				TOTAL PROYECTO (S/.)	S/7,265.25

Fuente: Elaboración propia.

Se obtuvo el presupuesto total del proyecto para la fabricación y montaje de la máquina extrusora, este será de S/.7265.25. Esta será la inversión de la empresa en la máquina (Ver Anexo 11).

2. Análisis de Beneficio

En lo que respecta al beneficio de la máquina, se analizarán factores de las condiciones operativas de la misma. La operación de la extrusora cuenta con varios costos, entre ellos costos fijos y costos variables, entre los que se incluyen costo energético, costo de depreciación, costos por mantenimiento, etc. En el apartado siguiente, se considerarán los costos anuales de operación, para representarlos en un flujo de caja, y poder calcular posteriormente el valor actual neto, la tasa interna de retorno y el período de recuperación de la inversión.

2.1. Requerimientos de la Empresa

Para el requerimiento de la empresa, se deberá definir cuántos pallets son necesarios para transportar los productos en función de la producción de la empresa. “La empresa produce diariamente 15 mil litros de bebida” (Envasadora Majes E.I.R.L., 2020).

Con este dato, se calculará cuanto peso necesitan transportar en un día. Entonces, se tiene.

$$\text{Transporte diario} = \frac{\left(15000 \frac{\text{kg}}{\text{día}}\right)}{0.5 \frac{\text{kg}}{\text{botella}}} = 30000 \frac{\text{botellas}}{\text{día}}$$

La empresa produce bebidas como “Kiwifresh”, “Kola francesa”, “Chicha morada” en su mayoría en envases de 500 ml, por lo que se considerará que en los pallets entrarán paquetes de 6 botellas. Tomando como referencia un Pallet de madera de 1.2 x 1.0 m (Ver Anexo 12), y el tamaño que tienen las botellas, se tiene que en cada Pallet entran 6 filas y 8 columnas de paquetes de 6 botellas. Entonces, en cada nivel de un pallet entran:

$$\text{Botellas x nivel de pallet} = 6 \text{ filas} * 8 \text{ columnas} * 6 \frac{\text{botellas}}{\text{paquete}} = 288 \text{ botellas}$$

2.1.1. Producción de Plástico y Pallets Requeridos

La cantidad de botellas calculada, entra en un solo nivel del Pallet. Para calcular la cantidad de niveles de botellas que entrarán en el Pallet de plástico, se tomará en cuenta la capacidad de un Pallet de plástico Plasteel 210, que es 1500 kg (Ver Anexo 13). Con esta capacidad, entran 3000 botellas de 500 ml en el pallet. Se tomará la siguiente cantidad, tanteando primero con 10 niveles.

$$\text{Botellas x pallet} = 288 \frac{\text{botellas}}{\text{nivel}} * 10 \frac{\text{niveles}}{\text{pallet}} = 2880 \frac{\text{botellas}}{\text{pallet}} = 1440 \frac{\text{kg}}{\text{pallet}}$$

Con esta cantidad de botellas por Pallet de plástico, se llega casi a la capacidad máxima del Pallet, dejando una parte de la capacidad libre por seguridad. Entonces, se toma 2880 botellas por Pallet. Con esta cantidad de botellas, se calculará la cantidad de pallets de plástico que se requieren en 1 día en la empresa para el transporte de sus productos.

$$\text{N}^\circ \text{pallets requeridos} = \frac{30000 \frac{\text{botellas}}{\text{día}}}{2880 \frac{\text{botellas}}{\text{pallet}}} = 10.42 = 11 \frac{\text{pallets}}{\text{día}}$$

Ahora, se tomará en cuenta el estudio de Slongo y Pasqualini, que indica una vida aproximada de los pallets de plástico, para poder saber qué producción de plástico requiere tener la máquina. Según este estudio, la vida de los pallets será.

Vida útil de pallets de plástico = 40 ciclos (Slongo, Pasqualini, 2012).

Con estos 2 datos, se calculará cuántos pallets de plástico será necesario producir al año. Entonces, se tiene.

$$Pallets \times año = 11 \frac{Pallets}{día} * \left(\frac{365}{40}\right) \frac{días}{año} = 100.38 \frac{pallets}{año} = 101 \frac{pallets}{año}$$

Tomando como referencia un pallet de plástico Plasteel 210, que tiene un peso de 20 kg (Ver Anexo 13), la cantidad de plástico que se deberá producir al mes será.

$$Producción\ requerida = N^{\circ}pallets\ al\ año * peso\ de\ 1\ pallet$$

$$Producción\ requerida = 101 \frac{pallets}{año} * 20 \frac{kg}{pallet} = 2020 \frac{kg}{año}$$

Con este dato, se tratará de que la máquina llegue a esa producción, con un pequeño adicional para considerar productos con fallas de calidad. Se tomará en cuenta una base de medio turno, esto quiere decir trabajo de la máquina 4 horas por día, y 3 días a la semana, es decir, 157 días por año. Entonces, se tiene:

$$Producción\ anual\ de\ plástico = 4.6 \frac{kg}{hr} * 4 \frac{hrs}{día} * 157 \frac{días}{año} = 2527.7 \frac{kg}{año}$$

Este valor de producción es adecuado, ya que se tiene un pequeño excedente para productos con errores de calidad, mermas, ineficiencia de producción y otros problemas.

2.1.2. Pallets de Madera Usados Actualmente

Además de la producción de plástico, será necesario también calcular la cantidad de pallets de madera que la empresa requiere actualmente, para de esta manera más adelante poder obtener el ingreso que significará la producción de los pallets de plástico. De la misma manera que en los pallets de plástico, se tiene que entran 288 botellas por nivel de pallet, pero ya que la capacidad del pallet de madera es de 750 kg (Ver Anexo 12), se tanteará solo 5 niveles en el pallet. Entonces se tiene.

$$Botellas \times pallet = 288 \frac{botellas}{nivel} * 5 \frac{niveles}{pallet} = 1440 \frac{botellas}{pallet} = 720 \frac{kg}{pallet}$$

Con este dato, se calculará la cantidad de pallets de madera requeridos en 1 día. Entonces, se tiene.

$$N^{\circ} \text{pallets requeridos} = \frac{30000 \frac{\text{botellas}}{\text{día}}}{1440 \frac{\text{botellas}}{\text{pallet}}} = 20.83 = 21 \frac{\text{pallets}}{\text{día}}$$

Nuevamente, se tomará en cuenta el estudio de Slongo y Pasqualini, pero esta vez, para la vida aproximada de los pallets de madera. Según este estudio, la vida de los pallets será.

Vida útil de pallets de madera = 22 ciclos (Slongo, Pasqualini, 2012).

Puesto que la empresa realiza constantes mantenimientos a pallets con el fin de aumentar su vida útil, se aumentará este valor a 27 ciclos. Con estos 2 datos, se calculará la cantidad de pallets de madera que se usan actualmente al año para transportar sus productos. Entonces, se tiene.

$$\text{Pallets} \times \text{año} = 21 \frac{\text{Pallets}}{\text{día}} * \left(\frac{365}{27} \right) \frac{\text{días}}{\text{año}} = 283.88 \frac{\text{pallets}}{\text{año}} = 284 \frac{\text{pallets}}{\text{año}}$$

2.2. Costo de Materia Prima

Para la materia prima, que es un costo fijo, se considerará por supuesto el PET como tal. Se tomará un artículo que habla sobre los precios del PET en el mercado en los últimos años.

“Hoy, con los precios de PET virgen claramente por encima de los de los pellets producidos de PET claro post-consumidor (15 a 20 centavos por libra)” (Tecnología del plástico, 2011).

Con este dato, podemos calcular el precio aproximado del PET por kilo, en soles, con el tipo de cambio actual.

$$\text{Precio PET} = 0.20 \frac{\text{USD}}{\text{Lb}} * \frac{2.2 \text{ Lb}}{1 \text{ kg}} \left(\frac{\text{S}/.3.49}{1 \text{ USD}} \right)$$

$$\text{Precio PET} = \frac{\text{S}/.1.5356}{\text{kg}}$$

Ahora, como ya se había mencionado antes, la materia prima para el trabajo será 30% PET reciclado, de la misma empresa, por lo que tendrá costo cero. Para hallar el precio del PET virgen al año, se considerará el 70% de lo que se procesó durante el año, haciendo uso del flujo másico del material.

$$Q_{virgen} = 70\% * Q_{total}$$

$$Q_{virgen} = 70\% * 4.6 \frac{kg}{hr}$$

$$Q_{virgen} = 3.22 \frac{kg}{hr}$$

Tomando en cuenta una base de 1 turno de 4 horas por día, y 3 días a la semana, es decir, 157 días por año. Entonces, se tiene:

$$Q_{virgen \text{ al año}} = 3.22 \frac{kg}{hr} * \frac{4 \text{ hr}}{1 \text{ día}} * \frac{157 \text{ días}}{1 \text{ año}}$$

$$Q_{virgen \text{ al año}} = 2022.16 \frac{kg}{año}$$

Finalmente, el costo de materia prima será:

$$\text{Costo MP} = \text{Producción anual virgen} * \text{Precio por kg} \quad (\text{Fórmula 72})$$

$$\text{Costo MP} = 2022.16 \frac{kg}{año} * \frac{S/.1.5356}{kg}$$

$$\text{Costo MP} = S/.3105.23$$

2.3. Costo de Depreciación

El costo de depreciación es un costo muy importante, hace referencia al valor que va perdiendo un activo año tras año por sus horas (o cualquier otra unidad de medida) de utilización, y por su envejecimiento. Este costo es un costo fijo, y será calculado bajo la siguiente expresión del estudio de Van Horne y Wachowicz (2010).

$$\text{Depreciación anual} = \frac{\text{costo de compra o adquisición}}{\text{vida útil del activo}} \quad (\text{Fórmula 73})$$

Se estimará como vida útil del activo 5 años. Entonces, se tiene.

$$\text{Depreciación anual} = \frac{S/.7265.25}{5}$$

$$\text{Depreciación anual} = S/.1453.05$$

2.4. Costo de Consumo de Energía

Este costo es un costo variable, ya que depende de la producción de la máquina en el tiempo y de la cantidad que se pague por energía. En este caso, se tomará una base actual de costo de energía eléctrica en para iniciar, tomada de la empresa SEAL (2020).

$$\text{Costo } kW - hr = S/.0.2592$$

El siguiente paso será tomar la energía consumida por el motor eléctrico de la máquina extrusora. Esto se logrará obteniendo la potencia máxima consumida por el motor, tomando en cuenta los datos de placa del motor, como son su voltaje y amperaje máximos.

$$\text{Potencia} = \frac{V * I * \cos\phi}{n} \quad (\text{Fórmula 74})$$

Según la placa del motor, este trabaja con un voltaje de 220 Voltios, a una corriente nominal máxima de 16.7 Amperios. Ya que el motor trabajará solo con 3.89 HP en lugar de su carga completa de 5 HP, es decir, al 77% de su plena carga (Ver sección 4.3), se considerará en su ficha técnica como a un 75% de carga (Ver Anexo 3). Con esta carga, su factor de potencia será 0.66 y su rendimiento 82.5%. Entonces, se tiene.

$$\text{Potencia} = \frac{220 * 16.7 * 0.66}{0.825}$$

$$\text{Potencia} = 2.94 \text{ kW}$$

A este valor, se le sumará la potencia consumida por la resistencia eléctrica, que es de 315 Watts.

$$\text{Potencia} = 2.94 + 0.4492 = 3.39 \text{ kW}$$

Como ya se mencionó, se trabajará con esta máquina en una jornada de 4 horas al día, entonces la energía se obtiene con la siguiente expresión.

$$\text{Energía} = \text{Potencia} * \text{tiempo} \quad (\text{Fórmula 75})$$

$$\text{Energía} = 3.39 \text{ kW} * 4 \text{ hrs}$$

$$\text{Energía} = 13.56 \text{ kW} - \text{hr}$$

Esta es la cantidad de energía usada por la máquina en una jornada de 4 horas de trabajo. Para obtener la energía consumida por kilogramo de plástico procesado, se deberá obtener la cantidad de materia prima que se procesa en 4 horas. Cabe recalcar que, para costo energético, se debe usar todo el flujo de masa, no solo el porcentaje de PET virgen.

$$\text{Masa por jornada} = Q * t$$

$$\text{Masa por jornada} = 4.6 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} * 4 \text{ hrs}$$

$$\text{Masa por jornada} = 18.4 \text{ kg}$$

Entonces, la energía consumida por kilogramo de material será:

$$E_{kg} = \frac{E_{jornada}}{M_{jornada}}$$

$$E_{kg} = \frac{13.56 \text{ kW} - \text{hr}}{18.4 \text{ kg}}$$

$$E_{kg} = 0.7368 \frac{\text{kW} - \text{hr}}{\text{kg}}$$

Luego, el costo energético por kilogramo de material procesado, se hallará con el valor tomado de la empresa SEAL S.A., que es de 0.2592 soles por cada kW-hr.

$$\text{Costo energético} \times \text{kg} = E_{kg} * \text{Costo de kW} - \text{hr}$$

$$\text{Costo energético} \times \text{kg} = 0.7368 \frac{(\text{kW} - \text{hr})}{\text{kg}} * \frac{\text{S}/.0.2592}{\text{kW} - \text{hr}}$$

$$\text{Costo energético} \times \text{kg} = \frac{S/.0.1909}{\text{kg}}$$

Finalmente, este costo se multiplicará por la producción anual de material, para así obtener el costo energético anual de la máquina. Con el valor de la producción anual previamente calculado, se obtiene el costo energético anual.

$$\text{Costo E. anual} = \text{Costo energético} \times \text{kg} * \text{Producción}$$

$$\text{Costo E. anual} = \frac{S/.0.1909}{\text{kg}} * 2527.7 \frac{\text{kg}}{\text{año}}$$

$$\text{Costo E. anual} = S/.482.74$$

2.5. Costo de Mantenimiento

Para establecer el mantenimiento, hay que establecer los tipos de costos que se encuentran en este campo. Los costos principales de mantenimiento son: Costos por mano de obra, costos de repuestos, y costos por producción perdida. Existen algunos costos adicionales como son costos por uso de herramientas, almacén, administrativos, etc. que pasan a un segundo plano en esta máquina.

2.5.1. Costos por Mano de Obra

Para obtener una aproximación de los costos por mano de obra de mantenimiento, se deberá hallar un factor, conocido como el factor de mantenimiento, y en base a este factor se hallará el costo, considerando preventivos. Esto se puede obtener del siguiente artículo.

“Este factor es el valor de entre el 50 y el 70% del valor de adquisición original de la maquinaria o el equipo. El costo de mantenimiento es de alrededor del 25% del valor del factor de mantenimiento, mientras que el costo de los repuestos es de alrededor del 75% del valor del factor de mantenimiento” (Arquínépolis, 2018)

El factor de mantenimiento se hallará bajo la fórmula siguiente.

$$FM = (50\% - 70\%) * \text{Costo de adquisición de la máquina} \quad (\text{Fórmula 76})$$

Se tomará un valor medio, ya que la producción de este equipo no forma parte de las ventas de la empresa, sino que el producto es usado para la misma planta, sin generar pérdidas mayores. Entonces, se tiene.

$$FM = 60\% * S/.7265.25 = S/.4359.15$$

Según este artículo, se hallará el costo de la mano de obra, bajo la siguiente expresión propuesta por Arquinépolis (2018).

$$CMO = 25\% * FM \quad (\text{Fórmula 77})$$

$$CMO = 25\% * S/.4359.15$$

$$CMO = S/.1089.79$$

2.5.2. Costos por Repuestos

Según el artículo previamente visto, se tiene que los costos por repuestos se pueden hallar bajo la siguiente expresión propuesta por Arquinépolis (2018).

$$CR = 75\% * FM \quad (\text{Fórmula 78})$$

$$CR = 75\% * S/.4359.15$$

$$CR = S/.3269.36$$

2.5.3. Costos por Producción Perdida y Adicionales

En el caso de la producción perdida, no se asignarán costos significativos, ya que el equipo solo trabaja por 1 jornada de 4 horas, 3 días a la semana, quedando 20 horas restantes en el día, y 4 días de cada semana para efectuar sus mantenimientos preventivos. Se le asignará apenas un 5% del costo del equipo por posibles fallas catastróficas. En cuanto a los costos adicionales por herramientas, almacén, administrativos, etc. Se asignará un 8% del costo de la máquina para tener un valor aproximado. Entonces se tiene.

$$CPP = 5\% * \text{Costo de adquisición}$$

$$CPP = 5\% * S/.7265.25$$

$$CPP = S/.363.26$$

$$CA = 8\% * \text{Costo de adquisición}$$

$$CA = 8\% * S/.7265.25$$

$$CA = S/.581.22$$

2.5.4. Costo Total de Mantenimiento

Para hallar el costo total anual por mantenimiento, habrá que sumar los anteriores costos, y luego dividirlo entre el número de años de vida útil del equipo, ya que los costos hallados previamente son costos a lo largo de la vida útil del equipo.

$$\text{Costo anual Mtto.} = \frac{CMO + CR + CPP + CA}{N^{\circ} \text{años}}$$

$$\text{Costo anual Mtto.} = \left(\frac{S/.1089.79 + S/.3269.36 + S/.363.26 + S/.581.22}{5} \right)$$

$$\text{Costo anual Mtto.} = S/.1060.73$$

2.6. Costo Operativo

Para el costo operativo, se evaluará la paga que se le hará al operador de la máquina, considerando las horas hombre mensuales que trabaja. Este operador trabaja 4.5 horas al día (por retrasos y tiempo de calentamiento de la máquina), por 3 días a la semana, es decir, 13.5 horas semanales. Se considerará un salario mensual de 1800 soles a 48 horas semanales, entonces, para las horas de operación, se tiene.

$$48 \text{ horas semanales} - 1800 \text{ soles}$$

$$13.5 \text{ horas semanales} - x \text{ soles}$$

$$x = \frac{13.5 * 1800}{48} = 506.25 \text{ soles}$$

Con este salario mensual, el costo anual será el siguiente.

$$\text{Costo anual} = 506.25 \text{ soles} * 12 \text{ meses} = S/.6075$$

2.7. Costos Administrativos

Estos costos figuran como costos adicionales, por parte de la administración de operaciones, y se usará el siguiente artículo para proceder a su cálculo.

“En el cálculo de este tipo de costos se considera el 2% en maquinaria grande y 5% en maquinaria mediana o pequeña” (Morales, 2014).

La presente máquina corresponde a maquinaria pequeña. Por lo tanto, el cálculo de costos administrativos será el siguiente.

$$C_{ad} = 5\% * \text{Costo de adquisición} \quad (\text{Fórmula 79})$$

$$C_{ad} = 5\% * S/.7365.25$$

$$C_{ad} = S/.363.26$$

Con todos los costos, ya se tiene la información suficiente para realizar la tabla de flujo de caja correspondiente a la máquina extrusora.

2.8. Ingresos

Para obtener los ingresos, se tomará la cantidad de efectivo que la empresa ahorró al no tener que adquirir pallets de madera. Para esto, se cotizó el costo de un pallet similar a los que se usan actualmente por la empresa, del proveedor Transforestal Peruana S.A.C. (Ver Anexo 12). De esta cotización se obtiene.

$$\text{Costo de 1 pallet de madera nuevo} = S/.57.82$$

Como ya se calculó, la empresa necesitará 284 pallets al año para sus operaciones. Se adicionará un 5% al costo del pallet por mantenimiento del mismo. Entonces, el ingreso anual será.

$$\text{Ingreso} = \text{Costo} \times \text{pallet} * \frac{N^{\circ} \text{pallets}}{\text{año}} + \text{Costo} \times \text{pallet} * \frac{N^{\circ} \text{pallets}}{\text{año}} * 0.05$$

$$\text{Ingreso} = S/.57.82 * 284 + S/.57.82 * 284 * 0.05 = S/.17241.92$$

2.9. Flujo de Caja

Con todos estos datos calculados, se obtiene el flujo de caja en los 5 años de vida útil de la máquina, considerando un 10% de costo adicional en Mantenimiento cada año por el envejecimiento de la máquina, teniendo en cuenta que se trata de un equipo mecánico, por lo que sus elementos están sujetos a desgaste. El flujo de caja es el siguiente (Ver tabla 22).

Tabla 22: Flujo de caja

Flujo de efectivo (S/.)	Año					
	0	1	2	3	4	5
Inversión	-S/7,265.25	S/0.00	S/0.00	S/0.00	S/0.00	S/0.00
Ingresos		S/17,241.92	S/17,241.92	S/17,241.92	S/17,241.92	S/17,241.92
Materia prima		-S/3,105.23	-S/3,105.23	-S/3,105.23	-S/3,105.23	-S/3,105.23
Depreciación		-S/1,453.05	-S/1,453.05	-S/1,453.05	-S/1,453.05	-S/1,453.05
Consumo de energía		-S/482.74	-S/482.74	-S/482.74	-S/482.74	-S/482.74
Mantenimiento		-S/1,060.73	-S/1,166.80	-S/1,283.48	-S/1,411.83	-S/1,553.01
Operativo		-S/6,075.00	-S/6,075.00	-S/6,075.00	-S/6,075.00	-S/6,075.00
Administrativos		-S/363.26	-S/363.26	-S/363.26	-S/363.26	-S/363.26
Total costos	-S/7,265.25	-S/12,540.01	-S/12,646.08	-S/12,762.76	-S/12,891.11	-S/13,032.29
Utilidad	S/0.00	S/4,701.91	S/4,595.84	S/4,479.16	S/4,350.81	S/4,209.63
Flujo de caja	-S/7,265.25	S/4,701.91	S/4,595.84	S/4,479.16	S/4,350.81	S/4,209.63
Flujo de caja acumulado	-S/7,265.25	-S/2,563.34	S/2,032.50	S/6,511.66	S/10,862.47	S/15,072.09

Fuente: Elaboración propia.

2.10. Valor Actual Neto (VAN)

Con la información obtenida del cuadro de flujo de caja de la máquina (Ver tabla 22), se procederá a calcular el valor actual neto correspondiente a los 5 años de vida útil de la máquina. Para esto, se deberá trabajar con una tasa de descuento. Se deberá usar una tasa de descuento, conocida como WACC (Weighted Average Cost of Capital, por sus siglas en inglés), la cual se calculará con la siguiente fórmula propuesta por Van Horne y Wachowicz (2010).

$$WACC = K_e * \frac{E}{E + D} + K_d * (1 - T) * \frac{D}{E + D} \quad (\text{Fórmula 80})$$

Donde:

Ke: Costo destinado por fondos propios

Kd: Costo destinado por endeudamiento

T: Tasa de interés

D: Porcentaje del capital por endeudamiento

E: Porcentaje del capital por fondos propios

Puesto que la inversión de la máquina es de 7265.25 soles, un valor bajo, no se requerirá de un endeudamiento por parte de un banco, basta con los fondos propios de la empresa; de esta manera, queda sin efecto la segunda parte de la fórmula 80. Para la parte de los fondos propios de la fórmula, se debe elegir una tasa interna de oportunidad, que es lo que espera obtener el inversionista. Se tomará un valor promedio de esta tasa en los últimos años, entonces la tasa será de un 10%. Con este dato, se tiene.

$$WACC = 10\% * \frac{100\%}{100\% + 0\%} = 10\%$$

Con esta tasa de descuento, se procederá a calcular el valor actual neto, con la siguiente expresión propuesta por Van Horne y Wachowicz (2010).

$$VAN = -I + \sum_{i=1}^n \frac{FC}{(1+i)^n} \quad (\text{Fórmula 81})$$

$$VAN = -7265.25 + \frac{4701.91}{(1+0.10)} + \frac{4595.84}{(1+0.10)^2} + \frac{4479.16}{(1+0.10)^3} + \frac{4350.81}{(1+0.10)^4} + \frac{4209.63}{(1+0.10)^5}$$

$$VAN = S/.9758.19$$

2.11. Tasa Interna de Retorno (TIR)

Una vez que se tiene el valor actual neto, se procederá a calcular la tasa interna de retorno, que no es otra cosa que el interés que generaría que el valor actual neto se convierta en 0. Se calculará con el propio valor del valor actual neto calculado previamente. Entonces, del estudio de Van Horne y Wachowicz (2010), se tiene.

$$VAN = -I + \sum_{i=1}^n \frac{FC}{(1 + TIR)^n} = 0 \quad (\text{Fórmula 82})$$

$$0 = -7265.25 + \frac{4701.91}{(1 + TIR)} + \frac{4595.84}{(1 + TIR)^2} + \frac{4479.16}{(1 + TIR)^3} + \frac{4350.81}{(1 + TIR)^4} + \frac{4209.63}{(1 + TIR)^5}$$

$$TIR = 56.07\%$$

2.12. Período de Recuperación de la Inversión (PRI)

Para calcular el período de recuperación de la inversión, se debe tomar en cuenta el flujo de caja acumulado, y el último año en el que el flujo de caja sale negativo (Ver tabla 22). En este caso el año 1 es el último negativo, así que, con este valor, se usará la siguiente fórmula.

$$PRI = a + \frac{b}{c} \quad (\text{Fórmula 83})$$

Donde:

- a: Número del último año con flujo de caja acumulado negativo
- b: Valor absoluto del último flujo de caja acumulado negativo
- c: Flujo de caja de primer período positivo

Entonces, con los datos de la tabla 22, se tiene.

$$PRI = 1 + \frac{2563.34}{4595.84} = 1.56$$

$$PRI = 1 \text{ año, } 6 \text{ meses y } 21 \text{ días}$$

CONCLUSIONES

- Es viable el diseño de una máquina extrusora de plástico, capaz de producir pallets que trabaje con las condiciones operativas de la empresa “Envasadora Majes E.I.R.L.”, a partir de cálculos justificativos de elementos de máquinas.

- El uso de mermas como parte de la materia prima impactó mucho positivamente en el valor actual neto del proyecto logrando un valor de 9758.19 soles y una inversión recuperada en 1 año y medio, ya que, entre los costos de operación anuales, el costo de materia prima es el más elevado.

- El tipo de extrusora elegida (de husillo) es la alternativa más rentable para este proyecto, ya que la longitud del cilindro con respecto a la capacidad de la máquina terminó siendo muy elevada, y probablemente no se hubiera podido diseñar una extrusora de pistón económicamente rentable para esta capacidad.

- Si bien la máquina es muy rentable para su producto logrando una TIR de 56.07%, y es además una buena inversión para la empresa, sigue siendo más sencilla la fabricación de pallets por inyección, ya que, después de la extrusión del plástico en la máquina, se tendrá que completar la fabricación de las piezas del pallet con el uso de clavos, siendo esta la debilidad del proceso; y siendo además usada la inyección para producciones mucho más grandes.

- Se seleccionaron elementos y materiales adecuados para la máquina, siendo la transmisión de potencia por engranajes la mejor opción para este proyecto, puesto que se trata de una máquina pequeña y sería más complejo el uso de fajas o cadenas; además, el uso de rodamientos axiales de rodillos fue también la mejor opción, debido a que, si hubieran sido axiales de bolas, el eje no habría podido soportar correctamente la carga de flexión y la de torsión; habiéndose podido lograr el diseño esperado de estos elementos que se puede apreciar en los planos, en el Anexo 14.

RECOMENDACIONES

- En la operación de la máquina, será muy importante incluir en el plan de mantenimiento el reemplazo del filtro previo al plato rompedor, ya que, este se ensucia con facilidad y puede ocasionar defectos en el producto.

- Es importante una buena valoración y análisis de los materiales polímeros en la industria, ya que, en algunos casos como este, pueden ser mejores opciones, y aprovechándolos bien, pueden generar un menor costo que un material cotidiano.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Morton-Jones, D. (1999). *Procesamiento de plásticos*. Limusa.
- Savgorodny V. (1973). *Transformación de plásticos*. Gustavo Gili S.A.
- Careaga, J.A. (1993). *Manejo y reciclaje de los residuos de envases y embalajes*. Sedesol.
- Riva, C. (2002). *Diseño concurrente*. Ediciones UPC.
- Budynas, R y Nisbett, J. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. (9ª ed.) McGraw Hill.
- Beltrán, M y Marcilla A. (2012). *Tecnología de los polímeros: Procesado y propiedades*. Universidad de Alicante.
- Avallone, E., Baumeister, T. y Sadegh, A. (2006). *Mark's Standart Handbook for Mechanical Engineers*. (9ª ed.) McGraw-Hill.
- Giles, F. Wagner, J. y Mount E. (2013). *Extrusion: The Definitive Processing Guide and Handbook*. William Andrew publishing.
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. (4a ed.). Pearson Education.
- Seymour, R. y Carraher, C. (1995). *Introducción a la química de los polímeros*. Reverté S.A.
- Oberg, E., Jones, F., Horton, H. y Ryffel, H. (2000). *Machinery's Handbook*. (26a ed.) Industrial Press Inc.
- Castells X. y Jurado de Gracia L. (2012). *Los plásticos residuales y sus posibilidades de valoración*. Díaz de Santos.
- Cengel, Y. (2011). *Transferencia de calor y masa*. (4a ed.). Editorial Mc Grawn Hill S.A.
- Van Horne, J. y Wachowicz, J. (2010). *Fundamentos de la administración financiera*. Pearson.
- McCormac, J., Csernak, S. (2012). *Diseño de estructuras de acero*. Alfaomega grupo editor.
- Ivanov, M. (1984). *Elementos de máquinas*. Escuela superior.
- Calvay, J. (2016). *Rediseño eléctrico de una máquina extrusora de polipropileno para incrementar la productividad de la empresa C&D SAC, Chiclayo 2016*. [Tesis de grado, Universidad César Vallejo].
- Cifuentes, R. (2011). *Diseño de una máquina extrusora para la empresa Plastik del occidente*. [Tesis de grado, Universidad del Valle].

- Cobos, C. (2011). *Diseño de un sistema de extrusión-peletizado para el procesamiento de los residuos plásticos para la empresa municipal de la ciudad de Cuenca EMAC*. [Tesis de grado, Universidad Politécnica Salesiana].
- Maldonado, M. y Medina, C. (2008). *Diseño y Construcción de una Extrusora con capacidad de 1 Kg/h, diseño del proceso y diseño del producto para el reciclaje mecánico de PET*. [Tesis de grado, Escuela politécnica del ejército].
- Morales, J. (2014). *Diseño de una máquina extrusora de plásticos PET*. [Tesis de grado, Universidad Mayor de San Andrés].
- Gutiérrez, P. y Bornacelli, J. (2008). *Metodología para el diseño de tornillos de máquinas extrusoras monohusillo*. [Trabajo de investigación, Universidad autónoma de occidente].
- Flores, L. (2013), *Máquina extrusora para reciclaje de plástico*. [Tesis de grado, Universidad técnica del norte].
- Slongo, M. y Pasqualini, T. (2012). *Estudio de Pallets y sistemas de gestión* [Trabajo de investigación, Instituto Tecnológico de Buenos Aires].
- International Code Council (2010). *International Building Code*.
- Pacheco, G. (2017). *Diseño y construcción de una extrusora lateral y obtención de fuerzas* [Tesis de grado, Universidad de Sevilla].
- Envasadora Majes (2020). *Envasadora Majes*.
<https://prezi.com/hrh3wkjfm5rg/envasadora-majes/>
- Ministerio del Ambiente (2016). *Menos plástico más vida*.
<http://www.minam.gob.pe/menos-plastico-mas-vida/cifras-del-mundo-y-el-peru/>
- Plastics Europe (2016). *Análisis de los datos sobre la producción, la demanda y los residuos de plásticos en Europa* [Archivo pdf]. <https://www.plasticseurope.org>
- EPA (2017). *Amenazas toxicológicas del plástico*.
<https://espanol.epa.gov/espanol/amenazas-toxicologicas-del-plastico>
- Fundación Española de Nutrición (2020). *¿Qué es la contaminación cruzada?*
<https://www.fen.org.es/index.php/en/firma/que-es-la-contaminacion-cruzada>
- Plastics Technology México (2019). *Una forma sencilla de evaluar los husillos de extrusión*
- Sbarski, I. (2007), *Propiedades térmicas y mecánicas del PET reciclado y sus mezclas* [Entrada de blog]
- Aceros RAY (2020). *Acero aleado*. <http://acerosray.cl/aleado/>
- Ferrocortes (2020). *Acero 4141*. <https://www.ferrocortes.com.co/acero-4140/>

- ThyssenKrupp Aceros y Servicios S.A. (2020). *Catálogo comercial* [Archivo pdf].
https://www.thyssenkrupp-steel.com/media/cl/media/aceros/aceros_de_f_cil_mecanizaci_n/aceros_aleados/sae_4140.pdf
- Bavaresco, G. (2015). *Procedimiento para el diseño de ejes*. G.A.B.P. Ingeniería.
- GoodFellow (2020). *Politereftalato de Etileno*.
<http://www.goodfellow.com/S/Politereftalato-de-Etileno.html>
- Ojeda, M. (2011), *Tecnología de los plásticos*. [Entrada de blog]
- Tecnología del plástico (2011). *Análisis de costos de producción y márgenes del PET virgen y reciclado* [Entrada de blog].
- Sociedad Eléctrica del Sur Oeste S.A. (2020). *Pliego tarifario para clientes finales con vigencia a partir del 04 de enero de 2020 con aplicación del MCTER*.
www.seal.com.pe

Apéndice A. Metodología de diseño

Para el diseño propuesto en el presente proyecto, se utilizaron algunas herramientas que facilitaron la toma de decisiones para los problemas a solucionar, y otros aspectos del proyecto. Estas herramientas, forman parte de la metodología de diseño alemana VDI 2221. Primeramente, se usó la herramienta de la caja negra, que no es otra cosa que un diagrama donde se encuentran las entradas y salidas del proyecto (Ver figura A1).

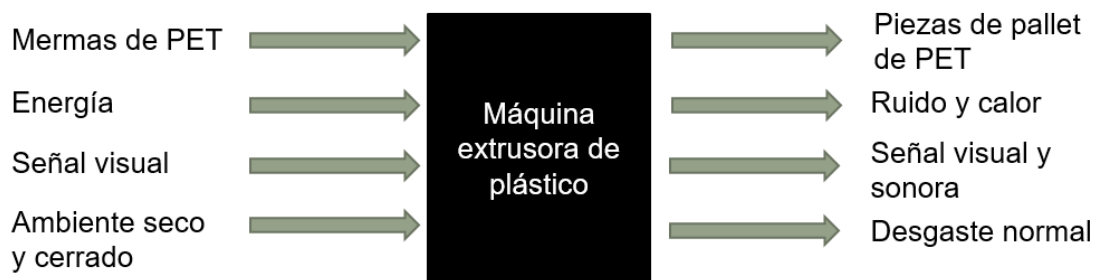


Figura A1: Caja negra del proyecto

Fuente: Elaboración propia

También se usó una herramienta que permite conocer el proceso que se seguirá en el funcionamiento de la máquina a diseñar. Esta herramienta es conocida como la caja transparente, y es similar a un diagrama de flujo, pero nos muestra además del proceso, las propias entradas y salidas de la máquina (Ver figura A2).

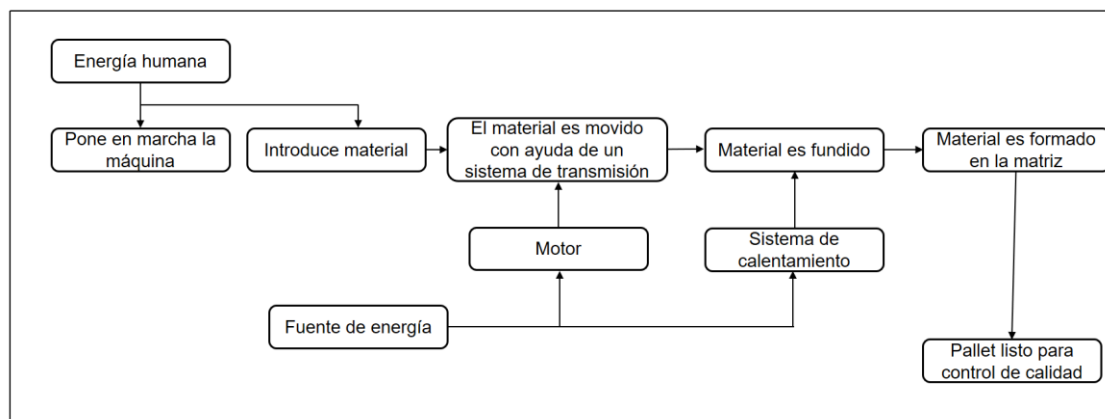


Figura A2: Caja transparente del proyecto

Fuente: Elaboración propia

Finalmente, se usó la herramienta de la matriz morfológica. Esta herramienta sirve para elegir las mejores soluciones a los diferentes sistemas que forman parte de la máquina, estos sistemas son los que logran realizar los procesos que se vieron en la caja transparente. Con ayuda de la matriz morfológica, se analizó todas las posibles soluciones de cada cuadro y se eligió la mejor con un sustento adecuado.

Tabla A1: Matriz morfológica del proyecto

Funciones	1	2	3
Sistema de extrusión	Husillo ●	Rodillos	Pistón
Sistema de transmisión	Fajas	Cadenas	Engranajes ●
Sistema de calentamiento	Sistema de vapor	Resistencias eléctricas ●	
Fuente de energía	Motor eléctrico ●	Motor hidráulico	Motor neumático
Tolva	Circular ●	Cuadrada	

Fuente: Elaboración propia

ANEXOS

ANEXO 1:

COMPOSICIÓN QUÍMICA		C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni	Mo
		0.38/0.43	0.75/1.00	0.035	0.040	0.15/0.35	0.80/1.10		0.15/0.25
PROPIEDADES MECÁNICAS									
Estado del material	Resistencia a la tracción Kg/mm ²	Limite elástico Kg/mm ²	Alargamiento %		Reducción de área		Dureza Brinell aprox.		
Laminado en caliente	60 - 70	40	22		50		210/240		
Calibrado	70 - 80	60	14		40		240/260		
Bonificado	88 - 100	75	16		50		260/320		
TRATAMIENTO TÉRMICO									
TRATAMIENTO	TEMPERATURA °C				ENFRIAMIENTO				
Normalizado	850-870°C				Aire				
Recocido	680-720°C				Horno				
Temple	830-850°C				Aceite				
Revenido	500-650°C				Aire				
Forja	850-1100°C				Ceniza o Arena				

CARACTERÍSTICAS:

Acero al cromo-molibdeno de buena penetración de temple y con buenas características de estabilidad en caliente apto donde sean necesarias altas exigencias de resistencia y tenacidad en medianas y pequeñas secciones. Por su contenido de Molibdeno es insensible a la fragilidad por revenido. Apto para esfuerzos de fatiga y torsión. No se recomienda utilizar sin tratamiento térmico. En MARCA ASSAB es equivalente al 709. APLICACIONES: Se utiliza generalmente en estado bonificado a una resistencia a la tracción de 88 a 100 Kg/mm² para ejes, engranajes, cigüeñales, cilindros de motores, bielas, rotores, árboles de turbinas, ejes traseros, en herramientas de mano como llaves, destornilladores. En la industria petrolera para taladros, brocas, barrenos, tubulares, partes de bombas, vástagos de pistón, espárragos, etc.

ANEXO 2:

Propiedades físicas.

Densidad	7833 Kg./m ³
Gravedad específica	7,83
Modulo de elasticidad	200 Gpa

Temperatura °C	mm. /mm. °C·10 ⁶
20 - 100	11,68
20 - 200	12,22
20 - 300	12,76

Temperatura °C	W/m·°K
100	42,7
200	42,3
300	37,7

ANEXO 3:

HOJA DE DATOS
Motor trifásico de inducción - Rotor de jaula

Cliente : André Mateo
Línea del producto : TEFC - W21 Standard Efficiency

Carcasa : W254/6T
Potencia : 5 HP
Frecuencia : 60 Hz
Polos : 8
Rotación nominal : 865 rpm
Deslizamiento : 3,89 %
Voltaje nominal : 208-230/460 V
Corriente nominal : 16,7-15,1/7,57 A
Corriente de arranque : 106/53,0 A
Ip/In : 7,0
Corriente en vacío : 9,60/4,80 A
Par nominal : 40,9 Nm
Par de arranque : 200 %
Par máxima : 280 %
Categoría : A
Clase de aislación : F
Elevación de temperatura : 80 K
Tiempo de rotor bloqueado : 14 s (caliente)
Factor de servicio : 1,15
Régimen de servicio : S1
Temperatura ambiente : -20°C - +40°C
Altitud : 1000 m
Protección : IP55
Masa aproximada : 103 kg
Momento de inercia : 0,08531 kgm²
Nivel de ruido : 52 dB(A)

	Delantero	Trasero
Rodamiento	6309 C3	6209 Z-C3
Intervalo de lubricación	20000 h	20000 h
Cantidad de grasa	13 g	9 g

Carga	Factor de potencia	Rendimiento (%)
100%	0,73	84,0
75%	0,66	82,5
50%	0,54	78,5

ANEXO 4:

TYPE	I	7.5:1	10:1	15:1	20:1	25:1	30:1	40:1	50:1	60:1	80:1	100:1
	n1=1400	186	140	94	70	56	47	35	28	23	18	14
BWQ 30	PR	590	680	150	860	940	1000	1000	1100	1200	1400	----
	PA	190	200	215	237	250	250	270	287	287	350	----
	Pr	150	150	160	160	190	210	210	210	210	210	----
	Pa	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	----
BWQ 40	PR	1350	1450	1660	1850	1970	2100	2300	2500	2650	2900	3190
	PA	337	362	415	462	492	525	575	625	662	725	797
	Pr	380	380	380	380	380	380	380	380	380	380	380
	Pa	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
BWQ 50	PR	1810	1930	2280	2505	2696	2865	3160	3400	3620	4000	4290
	PA	452	482	570	626	674	716	790	850	905	1000	1072
	Pr	485	485	485	485	485	485	485	485	485	485	485
	Pa	121	121	121	121	121	121	121	121	121	121	121
BWQ 63	PR	2365	2600	2980	3285	3540	3760	4150	4460	4730	5200	5600
	PA	591	650	745	821	885	940	1037	1115	1182	1300	1400
	Pr	580	580	580	580	580	580	580	580	580	580	580
	Pa	145	145	145	145	145	145	145	145	145	145	145
BWQ 75	PR	2800	3100	3520	3900	4170	4450	4890	5260	5580	6150	6630
	PA	700	775	880	975	1042	1112	1222	1315	1395	1537	1657
	Pr	650	650	650	650	650	650	650	650	650	650	650
	Pa	163	163	163	163	163	163	163	163	163	163	163
BWQ 90	PR	3085	3400	3850	4300	4650	4900	5450	5850	6200	6820	7340
	PA	771	850	962	1075	1162	1225	1362	1462	1550	1705	1835
	Pr	850	850	850	850	850	850	850	850	850	850	850
	Pa	213	213	213	213	213	213	213	213	213	213	213
BWQ 110	PR	3900	4310	4950	5450	5880	6210	6830	7350	7795	8600	9300
	PA	975	1077	1237	1362	1470	1552	1707	1837	1948	2150	2325
	Pr	950	950	950	950	950	950	950	950	950	950	950
	Pa	238	238	238	238	238	238	238	238	238	238	238
BWQ 130	PR	5000	5600	6400	7000	7500	8000	8700	9500	10000	11000	12000
	PA	1225	1263	1400	1483	1713	1975	2200	2525	2525	2900	2900
	Pr	1500	1800	2000	2100	2100	2100	2100	2100	2100	2100	2100
	Pa	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300
BWQ 150	PR	6962	7663	8871	9654	10400	11051	12163	13103	13924	16508	
	PA	1450	1472	1605	1690	1912	2143	2300	2510	2700	3000	
	Pr	1950	2267	2285	2674	2800	2800	2800	2800	2800	2800	
	Pa	340	340	340	340	340	340	340	340	340	340	

ANEXO 5:

Ficha técnica del producto
Características

ATS01N125FT

soft starter for asynchronous motor - ATS01 - 25
A - 110..480V - 2.2..11 KW



Principal

Gama de producto	Alistart 01
Tipo de producto o componente	Arrancador suave
Destino del produc	Motores asincrónicos
Aplicación específica de producto	Máquina simple
Nombre corto del dispositivo	ATS01
Número de fases de la red	1 fase
[Us] tensión de alimentación asignada	110...480 V - 10...10 %
Potencia del motor en kW	11 kW, 3 fases en 400 V 3 kW, 3 fases en 230 V 4 kW, 3 fases en 230 V 9 kW, 3 fases en 400 V 7.5 kW, 3 fases en 400 V 5.5 kW, 3 fases en 230 V 2.2 kW, 1 fase en 230 V
Potencia del motor en HP	11 hp, 3 fases en 480 V 2 hp, 3 fases en 210 V 3 hp, 3 fases en 210 V 5 hp, 3 fases en 230 V 9 hp, 3 fases en 480 V 7.5 hp, 3 fases en 230 V
Bar aislado flexibles	25 A
Categoría de utilización	AC-53B acorde a EN/IEC 60947-4-2
Consumo de corriente	125 A en carga nominal
Tipo de arranque	Arranque con rampa de tensión
Potencia disipada en W	1 W a carga completa y al final del inicio 126 W en sobretensión

Complementario

Estilo de conjunto	Con disipación de calor
Función disponible	Desviación integrada
Límites tensión alimentación	99...528 V
Frecuencia de alimentación	50...60 Hz - 5...5 %
Frecuencia de red	47.5...63 Hz
Tensión de salida	<= de la potencia de la tensión de alimentación

02/09/2020

Libra On Schneider

1

Descargar de repositorio de tesis de la Universidad Católica de Santa María. Este documento no ha sido evaluado como responsable. No se debe utilizar para determinar la idoneidad o la confiabilidad de estos productos para aplicaciones específicas de usuarios.

ANEXO 6:

Brinell Dureza HB	Rockwell Dureza HRb	Rockwell Dureza HRc	Vickers Dureza HV	Shore	Resistencia a la tracción Kg/mm ²
682	-	65	885	91.0	232.9
652	-	63	820	87.2	221.5
627	-	61	765	84.8	213.5
600	-	59	633	76.5	188.7
578	-	59	717	81.5	204.0
555	120	57	675	78.5	195.1
534	119	54	598	73.5	181.3
514	119	52	567	71.0	174.9
495	117	51	540	68.5	168.0
477	117	49	515	66.7	162.2
461	116	48	494	65.0	157.0
444	115	46	472	63.0	150.6
429	115	45	454	61.0	145.6
415	114	44	437	59.0	140.0
401	113	42	420	57.2	136.0
388	112	41	404	65.8	132.0
375	112	40	389	54.0	127.5
363	110	39	375	52.2	123.4
	110	38	363	50.5	120.0
341	109	36	350	49.2	115.9
331	109	35	339	48.0	112.4
321	108	34	327	46.7	109.1
311	108	33	316	45.2	105.6
302	107	32	305	44.5	102.7
293	106	31	296	43.2	99.6
285	105	30	287	42.0	96.9
277	104	29	279	41.0	94.2
269	104	28	270	40.0	91.5
262	103	27	263	39.2	89.1
255	102	25	256	38.5	86.7
248	102	24	248	37.5	84.3
241	100	23	241	36.5	81.9
235	100	22	235	35.7	79.9
229	99	21	229	35.0	77.9
223	98	20	223	34.0	75.8

ANEXO 7:

Material del piñón	Módulo de elasticidad, E_p , lb/pulg ² (MPa)	Material y módulo de elasticidad E_g , lb/pulg ² (MPa), del engrane					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

ANEXO 8:

5.- PROPIEDADES TERMICAS DE ALGUNAS ALEACIONES

Propiedades a 20°C		Densidad ρ Kg/m ³	Calor especif J/kg°K	Conduct. k W/m°K	Difusividad $\alpha \times 10^5$ m ² /seg	Conductividad térmica en (W/m°C) a la temperatura en °C:												
Aleaciones	Composición					-100	0°C	100	200	300	400	600	800	1000				
Duraluminio	94-96% Al; 3-5% Cu	2787	833	164	6,680	126	159	182	194									
Siluminio	87% Al; 1,33% Si	2659	871	164	7,100	119	137	144	152	161								
Alusil	80% Al; 20% Si	2627	854	161	7,172	144	157	168	175	178								
Al-Mg-Si	97% Al; 1% Mg; 1% Si	2707	8922	177	7,311	175	189	204										
Bronce de aluminio	95% Cu; 5% Al	8666	410	83	2,330													
Bronce	75% Cu; 25% Sn	8666	343	26	0,860													
Latón rojo	85% Cu; 9% Sn; 6% Zn	8714	385	61	1,804		59	71										
Latón	70% Cu; 30% Zn	8522	385	111	3,412	88	128	144	147	147								
Plata alemana	62% Cu; 15% Ni; 22% Zn	8618	394	24,9	0,733	19,2	31	40	45	48								
Constantán	60% Cu; 40% Ni	8922	410	22,7	0,612	21	22	26										
Fundición	4% C	7272	420	52	1,702													
Acero al carbono	0,5% C	7833	465	54	1,474	55	52	48	45	42	35	31	29					
	1% C	7801	473	43	1,172	43	43	42	40	36	33	29	28					
	1,5% C	7753	486	36	0,970	36	36	36	35	33	31	28	28					
Acero al cromo	1% Cr	7865	460	61	1,665	62	55	52	47	42	36	33	33					
	5% Cr	7833	460	40	1,110	40	38	36	36	33	29	29	29					
	20% Cr	7689	460	40	1,11	22	22	22	22	24	24	26	29					
Acero al níquel	10% Ni	7945	460	26	0,720													
	20% Ni	7993	460	19	0,526													
	40% Ni	8169	460	10	0,279													
	60% Ni	8378	460	19	0,493													
	80% Ni	8618	0,46	35	0,872													
Invar 36% Ni	8,137	460	10,7	0,286														
Acero al Cr-Ni	15% Cr; 10% Ni	7865	460	19	0,526													
	15% Cr; 40% Ni	8073	460	11,6	0,305													
	18% Cr; 8% Ni	7817	460	16,3	0,444	16	17	17	19	19	22	27	31					
	20% Cr; 15% Ni	7833	460	15,1	0,415													
	25% Cr; 20% Ni	7865	460	12,8	0,361													
	80% Cr; 15% Ni	8522	460	17	0,444													
Acero al manganeso	1% Mn	7865	460	50	1,388													
	5% Mn	7849	460	22	0,637													
Acero al silicio	1% Si	7769	460	42	1,164													
	5% Si	7417	460	19	0,555													
Acero al tungsteno	1% W	7913	448	66	1,858													
	5% W	8073	435	54	1,525													
	10% W	8314	419	48	1,391													
Ni-Cr	90% Ni; 10% Cr	8666	444	17	0,444	17	19	21	23	25								
	80% Ni; 20% Cr	8314	444	12,6	0,343	12	14	16	17	18	23							
Mg-Al; electrol.	Mg; 7 % Al; 1,5% Zn;	1810	1000	66	3,605	52	62	74	83									

ANEXO 9:

Mesh	Finura de filtración		Carga de rotura		Peso kg/m ²	Grueso de la tela mm
	nominal	absoluta	urdimbre	trama		
	µm	µm	N	N		
80x300	25	32-36	330	460	0,98	0,25
80x400	36	36-45	310	430	0,82	0,23
2/50x250	30	42-48	310	670	1,15	0,31
50x250	40	56-63	310	640	1,00	0,32
50x280	45	71-75	310	680	1,00	0,32
40x200	56	75-80	320	730	1,30	0,40
30x150	63	100-112	420	870	1,60	0,50
24x110	80	112-125	930	1600	2,70	0,67
22x140		140-170	570	980	2,10	0,66
20x160		160-180	300	870	1,55	0,50
20x150		170-190	260	1100	1,60	0,55
16x120		200-210	280	1320	1,95	0,64
14x110		220-240	390	1500	2,15	0,72
12x 95		240-260	330	1440	2,30	0,79
14x 88		280-300	640	1650	3,15	0,76
10x 90		270-290	510	1750	2,50	0,93
12x 64		280-300	750	2620	4,10	1,21
8x 85		330-350	400	2100	2,50	0,93

ANEXO 10:

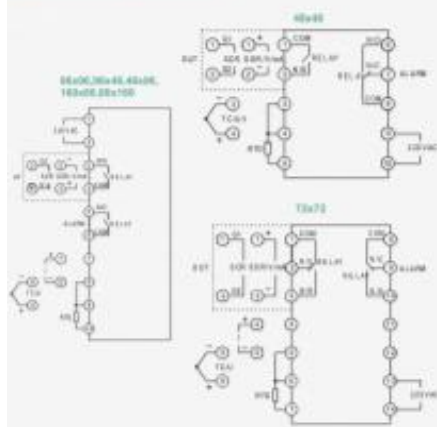


Ficha Técnica Digital



Electronic Option

Diagrama de Terminales



Accesorios



Termocuplas

Para más información de los accesorios consulte el catalogo de Electric Option. (Pag.41-42)



Disipadores



Relé de Estados sólidos

Parámetros Técnicos

Tipo de señal de entrada	Termocupla (K,S,E,J), Termo-resistencia (Cu50,PT100), Voltaje DC (0-5V, 1-5V), Corriente DC (0-20mA, 4-20mA).
Alarma	1 salida a relé de contacto
Salida de Control	Salida conmutable a Relé de contacto. Salida a relé de estado sólido.
Medidas	48x48mm, 48x96mm, 72x72mm, 96x96mm, 96x48mm
Fuente de Alimentación	AC 220V ± 10% /50-60Hz
Consumo de la Fuente	<3W
Exactitud	0.5
Periodo de Muestra	<0.4s
Modo de Control	On - Off Control PID
Temperatura de trabajo	0 - 50 °C
Humedad	<85% RH

Especificaciones de Entrada y rango de medición

Tipo de Entrada	Código	Rango de Medición
Termocupla	K	-50 - +1350°C
	S	-50 - +1750°C
	E	-50 - +800°C
	J	50 - +1000°C
Termo-Resistencia	Cu50	-50 - +150°C
	PT100	-190°C - +850°C
Voltaje Directo	0 - 5V	-1999 - +9999
	1 - 5V	
Resistencia	0 - 20 mA	
	4 - 20 mA	

Especificaciones de Salida

Salida conmutable de contacto a Relé	30VDC/2A 250VAC/2A
Salida de voltaje para el control de relé de estados sólidos	12VDC/25mA

Dimensiones

Medida del instrumento	Dimensión del Panel		Dimensión de la Carcasa			Dimensión del corte del orificio	
	W	H	W	H	D	W	H
96x96	96	96	91	91	100	92	92
72x72	72	72	67	67	100	68	68
48x96	48	96	44	90	100	45	92
96x48	96	48	90	44	100	92	45
48x48	48	48	44	44	100	45	45

ANEXO 11:

	Descripción	Proveedor	Unidad	Costo unitario (S./.)	Metrado	Costo (S./.)
Sistema Motriz	Materiales					
	Barra de Acero AISI/SAE 4140 D=1.5"	FERMET PERÚ	kg	S/2.76	4.96	S/13.69
	Pernería	SODIMAC	kg	S/16.25	1.00	S/16.25
					Total materiales	S/29.94
	Mano de obra					
	Operario mecánico - campo		hh	S/20.00	8.00	S/160.00
	Oficial mecánico - campo		hh	S/16.00	8.00	S/128.00
					Total mano de obra	S/288.00
	Equipos					
	Torno		hm	S/5.50	5.00	S/27.50
	Fresadora		hm	S/6.00	3.00	S/18.00
					Total equipos	S/45.50
	Material estándar a comprar					
	Motor eléctrico 5 HP	WEG	unidad	S/1,090.00	1.00	S/1,090.00
	Rodamiento axial de rodillos 28 mm	SKF	unidad	S/193.00	4.00	S/772.00
	Chumacera de pared	Riler	unidad	S/25.00	4.00	S/100.00
	Caja reductora 7.5:1	FERMET PERÚ	unidad	S/175.00	1.00	S/175.00
	Arrancador	Schneider electric	unidad	S/250.00	1.00	S/250.00
					Total material estándar a comprar	S/2,387.00
					Subtotal sistema motriz	S/2,750.44

	Descripción	Proveedor	Unidad	Costo unitario (S./.)	Metrado	Costo (S./.)
Husillo	Materiales					
	Barra de Acero AISI/SAE 4140 D=30 mm	FERMET PERÚ	kg	S/2.76	5.81	S/16.04
					Total materiales	S/16.04
	Mano de obra					
	Operario mecánico - campo		hh	S/20.00	8.00	S/160.00
	Oficial mecánico - campo		hh	S/16.00	8.00	S/128.00
	Ingeniero mecánico		hh	S/39.00	3.00	S/117.00
	Peón mecánico		hh	S/14.00	3.00	S/42.00
					Total mano de obra	S/447.00
	Equipos					
	Torno		hm	S/5.50	8.00	S/44.00
	Esmeril manual BOSCH con disco de 7"		hm	S/2.50	2.00	S/5.00
					Total equipos	S/49.00
					Subtotal husillo	S/512.04

	Descripción	Proveedor	Unidad	Costo unitario (S/.)	Metrado	Costo (S/.)
Alimentación	Materiales					
	Tubo de Acero ASTM A-36 (150 mm)	Aceros Arequipa	kg	S/2.83	14.93	S/42.25
	Soldadura E7018	SOLDEXA	kg	S/10.00	2.10	S/21.00
	Pintura epóxica		gal	S/145.00	0.05	S/7.25
					Total materiales	S/70.50
	Mano de obra					
	Soldador mecánico 3G (Campo)		hh	S/19.50	4.00	S/78.00
	Peón mecánico		hh	S/14.00	2.00	S/28.00
	Ingeniero mecánico		hh	S/39.00	2.00	S/78.00
	Obrero (pintor)		m2	S/22.00	0.45	S/9.90
					Total mano de obra	S/193.90
	Equipos					
	Máquina de soldar elect. Trif. ALT/CONT. 350 A.		hm	S/3.50	4.00	S/14.00
	Esmeril manual BOSCH con disco de 7"		hm	S/2.50	2.00	S/5.00
	Equipo de pintura		hm	S/7.61	2.00	S/15.22
					Total equipos	S/34.22
					Subtotal Alimentación	S/298.62

	Descripción	Proveedor	Unidad	Costo unitario (S/.)	Metrado	Costo (S/.)
Matriz	Materiales					
	Plancha Acero AISI/SAE 4140	FERMET PERÚ	kg	S/2.76	11.29	S/31.16
	Soldadura E7018 DE 1/8"	SOLDEXA	kg	S/10.00	5.80	S/58.00
	Pernería	SODIMAC	kg	S/16.25	1.50	S/24.38
	Pintura epóxica		gal	S/145.00	0.02	S/3.41
					Total materiales	S/116.94
	Mano de obra					
	Soldador mecánico 3G (Campo)		hh	S/19.50	8.00	S/156.00
	Peón mecánico		hh	S/14.00	8.00	S/112.00
	Ingeniero mecánico		hh	S/39.00	4.00	S/156.00
	Obrero (pintor)		m2	S/22.00	0.50	S/11.00
					Total mano de obra	S/435.00
	Equipos					
	Máquina de soldar elect. Trif. ALT/CONT. 350 A.		hm	S/3.50	8.25	S/28.88
	Esmeril manual BOSCH con disco de 7"		hm	S/2.50	2.00	S/5.00
	Equipo de pintura		hm	S/7.61	2.00	S/15.22
					Total equipos	S/49.10
					Subtotal 1 Matriz	S/601.04
					Subtotal 2 Matrices	S/1,202.08

	Descripción	Proveedor	Unidad	Costo unitario (S./)	Metrado	Costo (S./)
Cilindro y Estructura	Materiales					
	Tubo de Acero AISI/SAE 4140 2" (cilindro)	FERMET PERÚ	kg	S/2.76	9.31	S/25.70
	Soldadura E7018	SOLDEXA	kg	S/10.00	3.50	S/35.00
	Placa Acero ASTM A-36 1/2"	Aceros Arequipa	kg	S/2.83	116.45	S/329.55
	Ángulo laminado de Acero ASTM A-36 (L20X20X3)	Aceros Arequipa	kg	S/3.23	3.56	S/11.50
	Pernería	SODIMAC	kg	S/16.25	1.00	S/16.25
					Total materiales	S/418.00
	Mano de obra					
	Soldador mecánico 3G (Campo)		hh	S/19.50	6.00	S/117.00
	Operario mecánico - campo		hh	S/20.00	3.00	S/60.00
	Oficial mecánico - campo		hh	S/16.00	6.00	S/96.00
	Ingeniero mecánico		hh	S/39.00	3.00	S/117.00
	Peón mecánico		hh	S/14.00	3.00	S/42.00
					Total mano de obra	S/432.00
	Equipos					
	Taladro percutor		hm	S/4.50	2.00	S/9.00
	Máquina de soldar elect. Trif. ALT/CONT. 350 A.		hm	S/3.50	8.50	S/29.75
	Esmeril manual BOSCH con disco de 7"		hm	S/2.50	2.00	S/5.00
					Total equipos	S/43.75
	Material estándar a comprar					
	Pirómetro digital EO-CT7272-PDRS	Lubeca	unidad	S/150.00	1.00	S/150.00
	Termocupla tipo J	Lubeca	unidad	S/50.00	1.00	S/50.00
	Ventilador Steren 117 Vca	Steren	unidad	S/40.00	1.00	S/40.00
					Total material estándar a comprar	S/240.00
					Subtotal Cilindro y Estructura	S/1,133.75

	Descripción	Proveedor	Unidad	Costo unitario (S./)	Metrado	Costo (S./)
Otros Costos	Transporte de materiales LIMA -AQP		kg	S/0.25	150.00	S/37.50
	Contenedor de almacenes		mes	S/300.00	1.00	S/300.00
	Camioneta Pick Up 1 ton		hm	S/30.00	5.00	S/150.00
	Trapo industrial		kg	S/4.50	10.00	S/45.00
					Subtotal Otros Costos	S/532.50

ANEXO 12:



TRANSFORESTAL PERUANA

S.A.C.

RUC 20476751544

maderas@transforestal.pe

PROFORMA N° 2020/0808.01

LIMA, 08 de Agosto de 2020

Señores ANDRE TRIVIÑO.

Atención :

LE ENVIAMOS LA SIGUIENTE COTIZACION DE ACUERDO A SU REQUERIMIENTO

CANTDA	U.M		P.U \$/.	TOTAL \$/.
1	unds.	Pallests de 1.00 m x 1.20 m	49.00	49.00
				
			Subtotal	49.00
			18% IGV	8.82
			TOTAL	57.82

BCP Cia.Cta \$/ 194-1973505-0-92

BBVA Cia.Cta \$/ 0133-0100033848

- * ATENCIÓN RÁPIDA
- * CALIDAD GARANTIZADA
- * PRECIOS COMPETITIVOS

CALLE 19 M2S LT13 PQ.INDUSTRIAL
VILLA EL SALVADOR -LIMA PERU

www.transforestal.pe

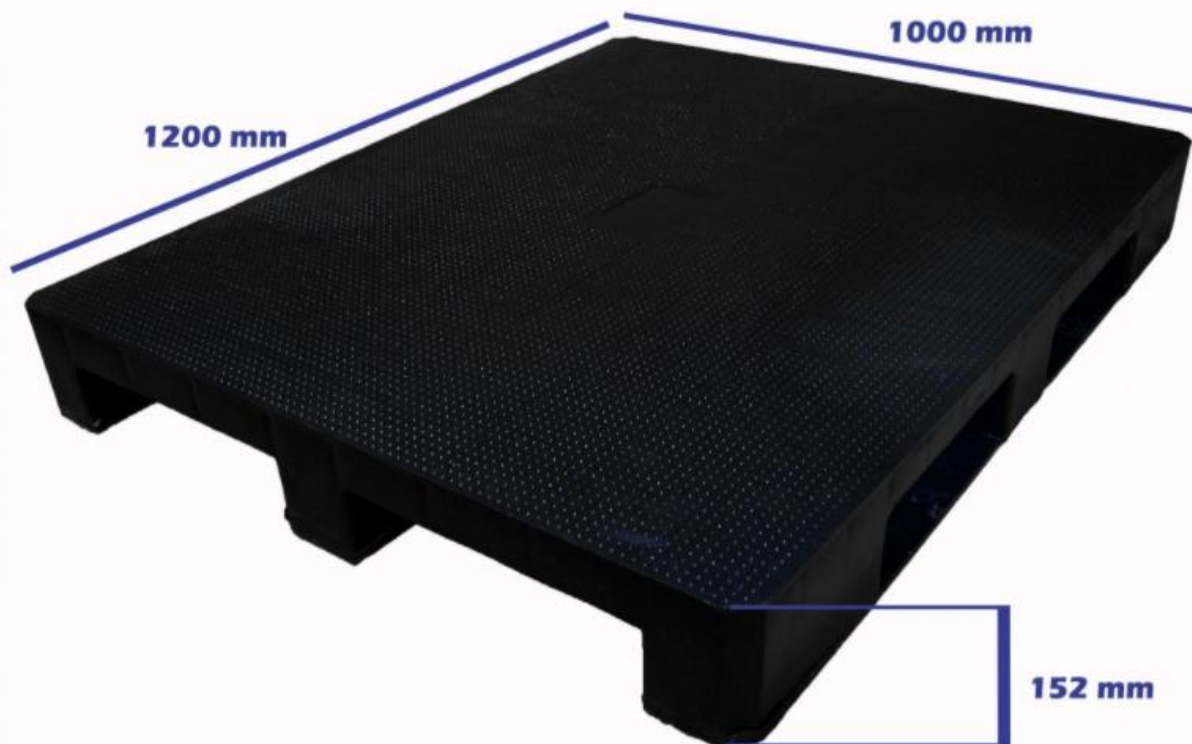
Buenas tardes Andre, la variedad de pallets es enorme y va de acuerdo a la necesidad de uso, te adjunto una como referencia que es la más solicitada con capacidad hasta 750 kilos.

Saludos.








ANEXO 13:

Palet de plástico higiénico 1200 x 1000 - Plasteel 210

Certificado para las industrias alimentaria y farmacéutica y para exportación.

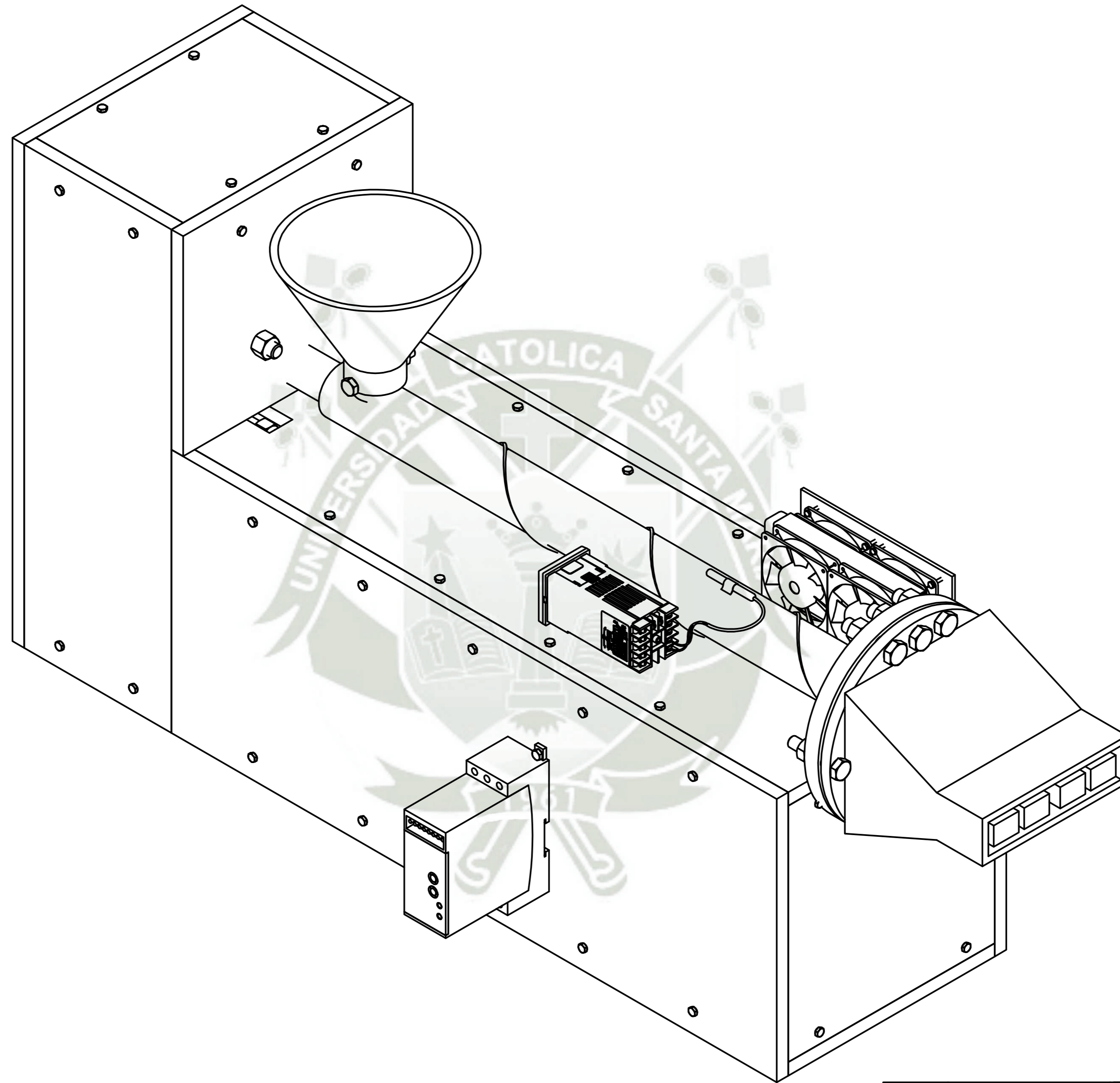



Descripción

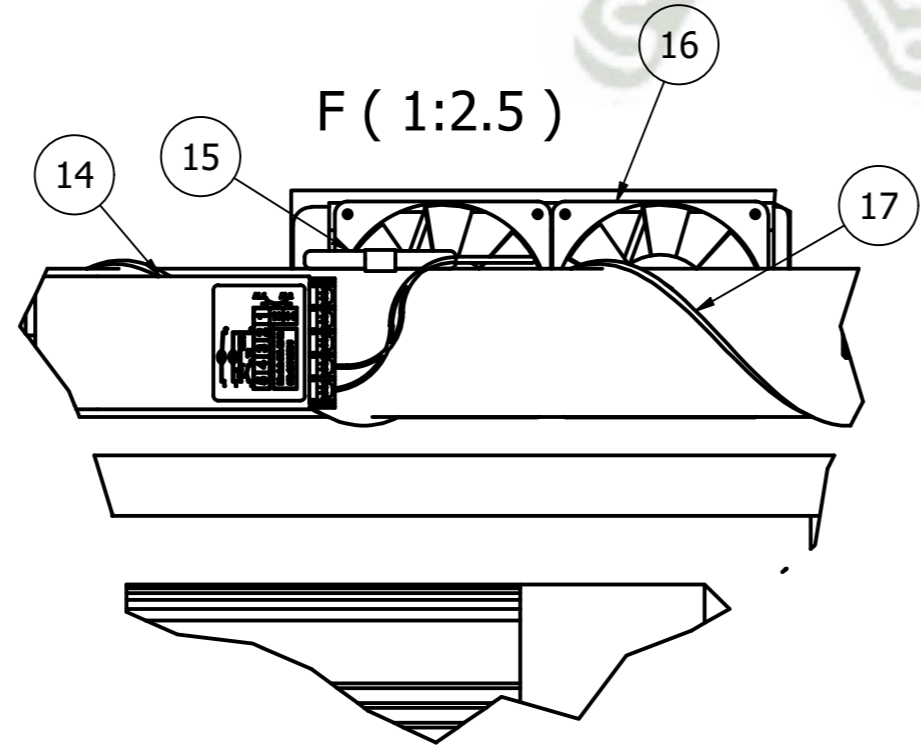
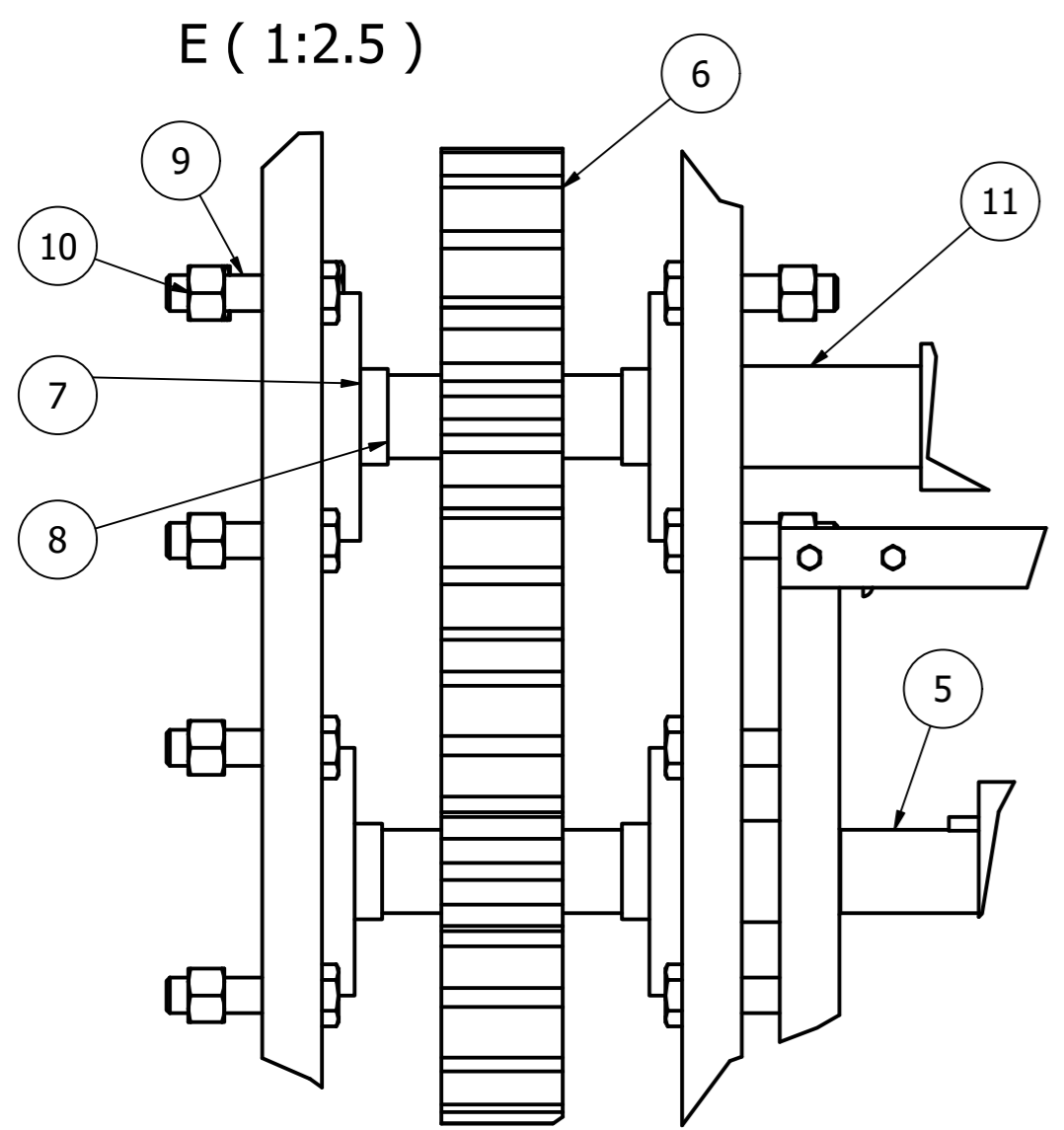
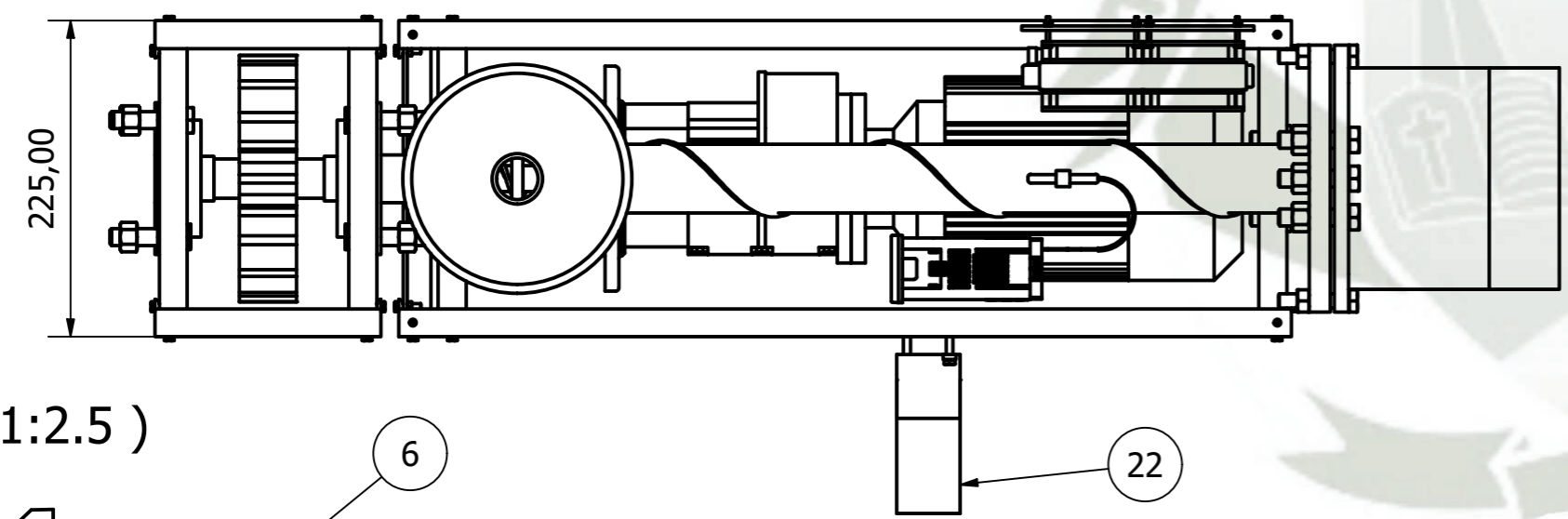
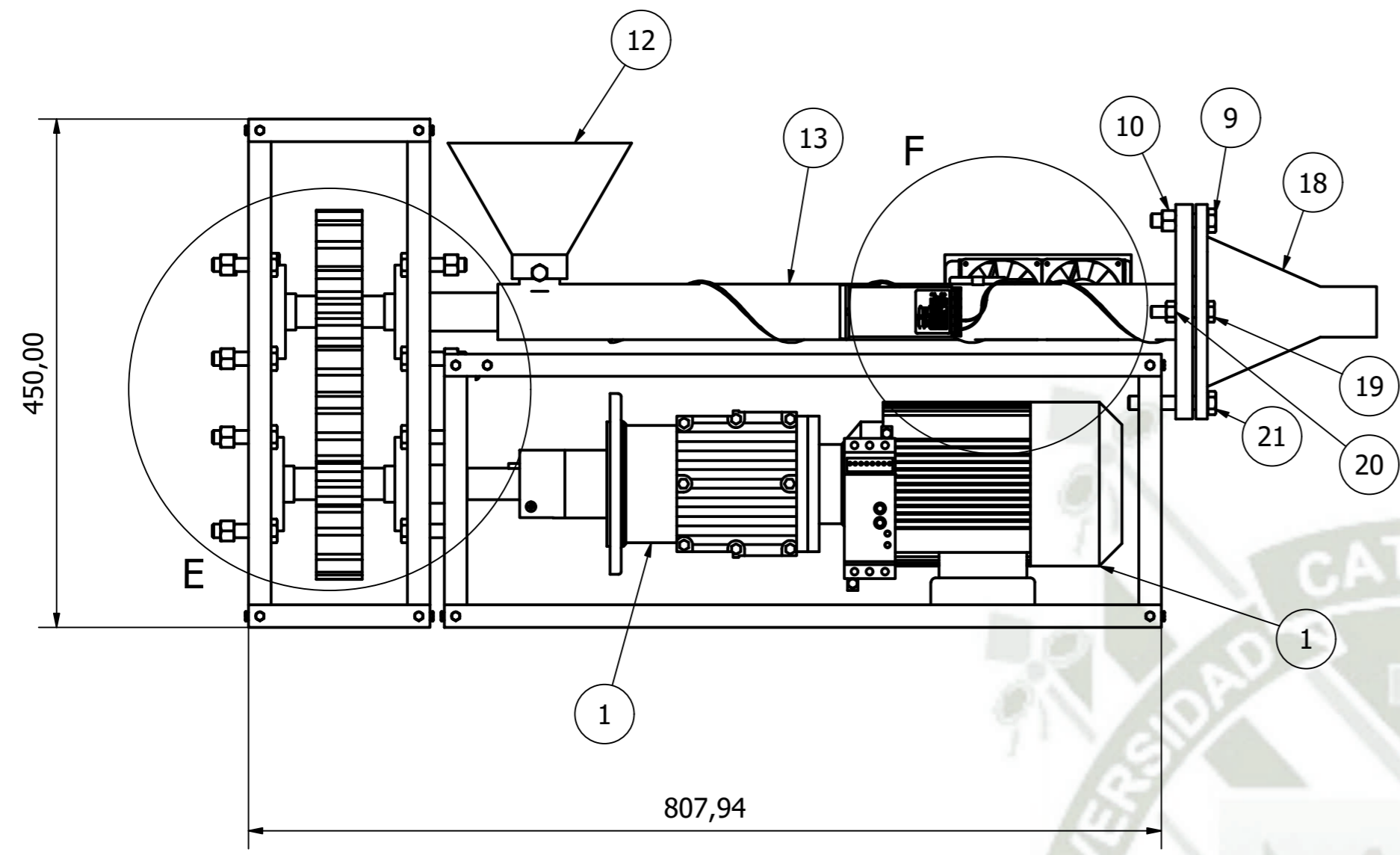
Peso	Carga estática	Carga dinámica	Materia prima	Colores	Exportable	Higiénico
 20 Kg	 Hasta 5.000 kg	 Hasta 1500 kg	 PEHD	 Azul, blanco, negro	 SI	 SI

ANEXO 14




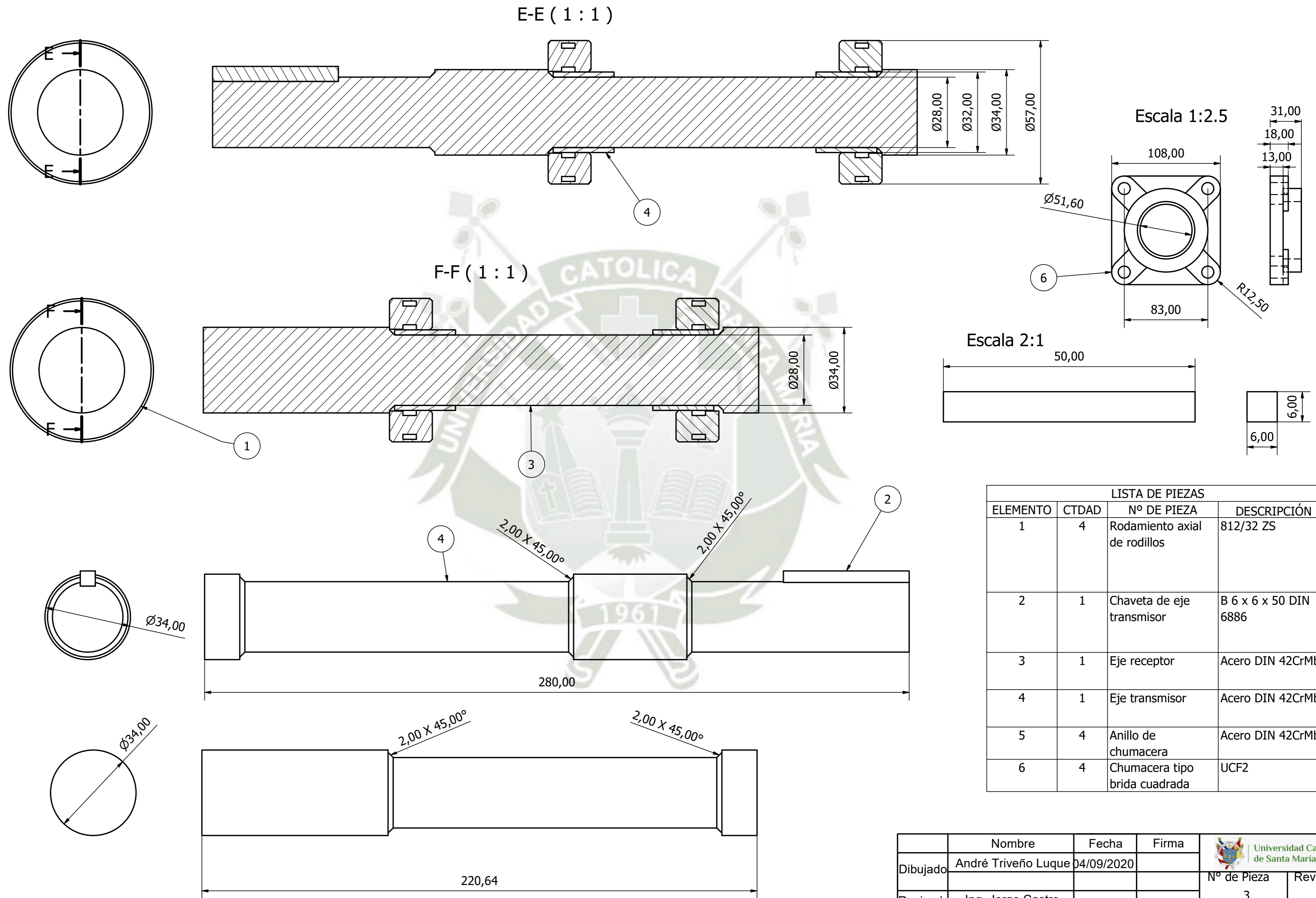


	Nombre	Fecha	Firma	 Universidad Católica de Santa María	
Dibujado	André Triveño Luque	04/09/2020		Nº de Pieza	Revisión
Revisado	Ing. Jorge Castro			1	1
Escala	Diseño de una máquina extrusora de plástico para fabricación de pallets para la empresa Envasadora Majes E.I.R.L.			Sustituye a	
1:2.5	Isométrico			1	




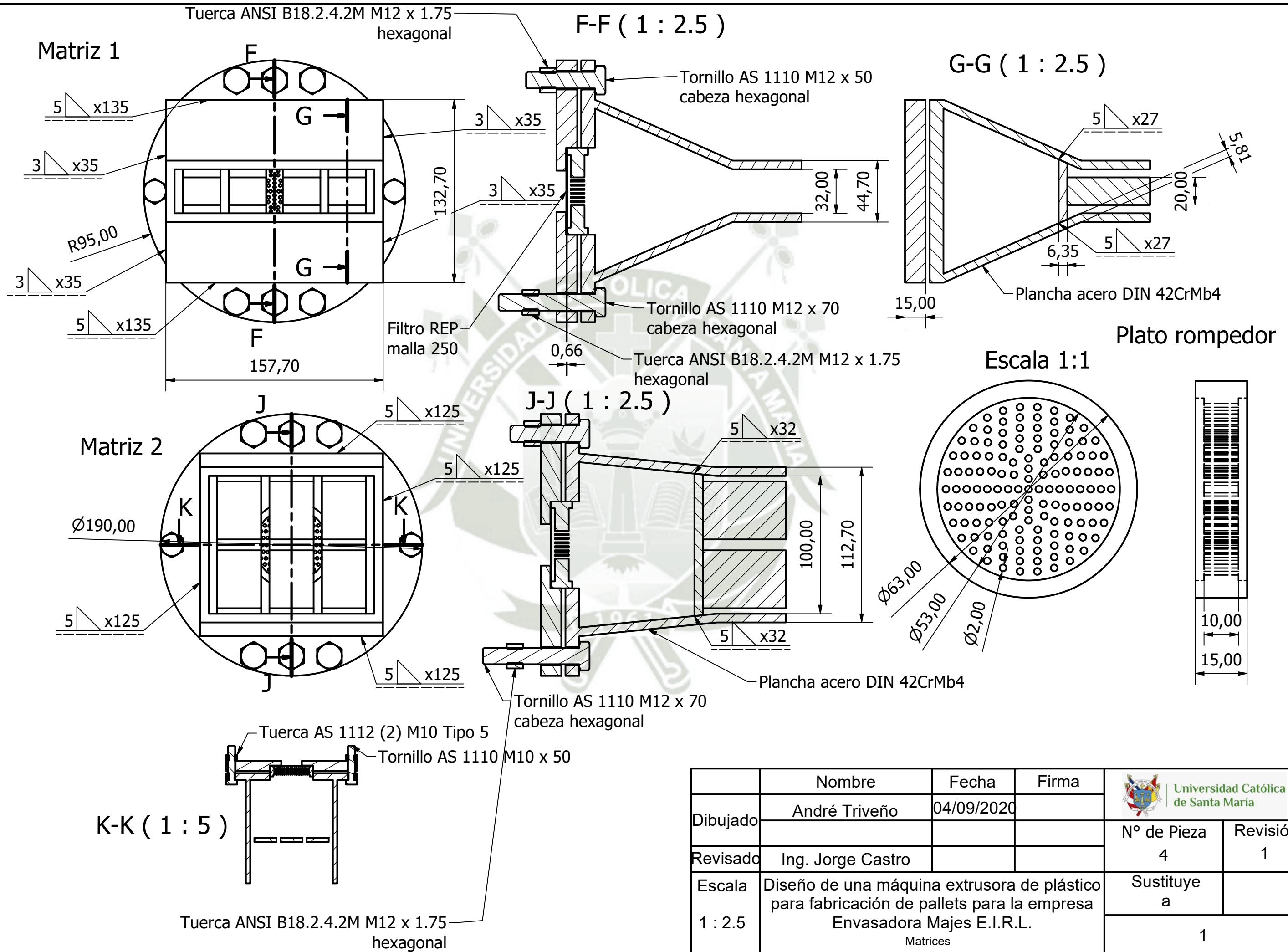
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Motor eléctrico 5 HP	TEFC W-21
2	1	Reductor de velocidad	BWQ 63
3	1	Acomplamiento motriz	DIN 42CrMb4
4	1	Chaveta de eje transmisor	B 6 x 6 x 50 DIN 6886
5	1	Eje transmisor	DIN 42CrMb4
6	2	Engranaje recto 6" 18 dientes	DIN 42CrMb4
7	4	Chumacera tipo brida cuadrada	UCF2
8	1	Manguito de fijación	H10
9	22	Tornillo cabeza hexagonal	AS 1110 M12 x 50
10	22	Tuerca hexagonal	ANSI B18.2.4.2M M12 x 1.75
11	1	Eje receptor	DIN 42CrMb4
12	1	Tolva	ASTM A-36
13	1	Cilindro	DIN 42CrMb4
14	1	Pirómetro digital	EO-CT7272-PDRS
15	1	Termocupla	Tipo J
16	1	Ventilador	Steren 117 Vca
17	1	Resistencia tipo abrazadera de tubos rectos recocidos	RCFRR 459619 de 450 W
18	2	Matriz	DIN 42CrMb4
19	2	Tornillo cabeza hexagonal	AS 1110 M10 x 50
20	2	Tuerca hexagonal	AS 1112 (2) M10 tipo 5
21	3	Tornillo cabeza hexagonal	AS 1110 M12 x 70
22	1	Arrancador de motor eléctrico	ATS01 Schneider Electric Perú


	Nombre	Fecha	Firma	 Universidad Católica de Santa María	
Dibujado	André Triveño Luque	04/09/2020		Nº de Pieza	Revisión
Revisado	Ing. Jorge Castro			2	1
Escala	Diseño de una máquina extrusora de plástico para fabricación de pallets para la empresa Envasadora Majes E.I.R.L.			Sustituye a	
1:5	Vista lateral y superior de la máquina			1	

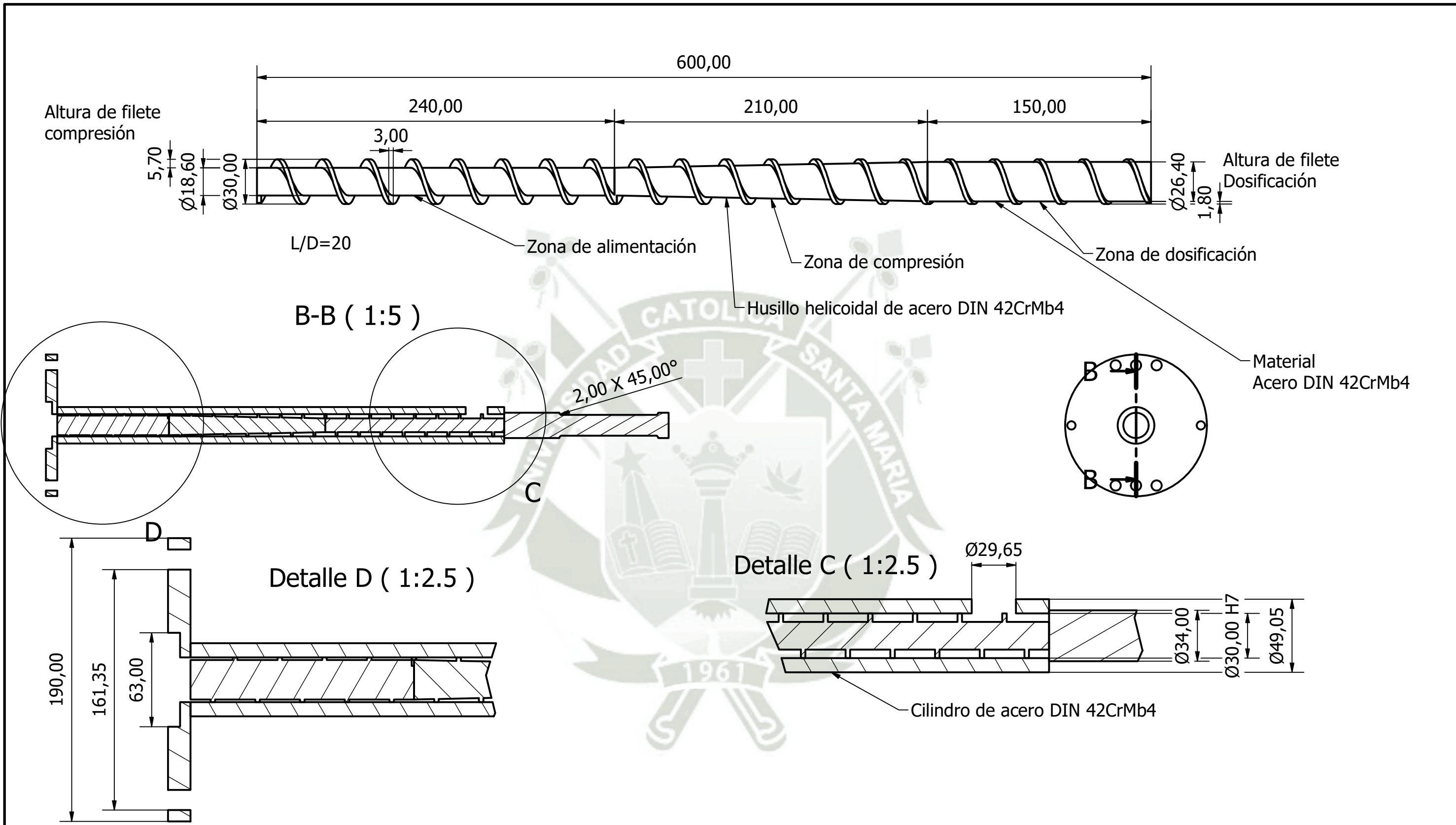



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	4	Rodamiento axial de rodillos	812/32 ZS
2	1	Chaveta de eje transmisor	B 6 x 6 x 50 DIN 6886
3	1	Eje receptor	Acero DIN 42CrMb4
4	1	Eje transmisor	Acero DIN 42CrMb4
5	4	Anillo de chumacera	Acero DIN 42CrMb4
6	4	Chumacera tipo brida cuadrada	UCF2

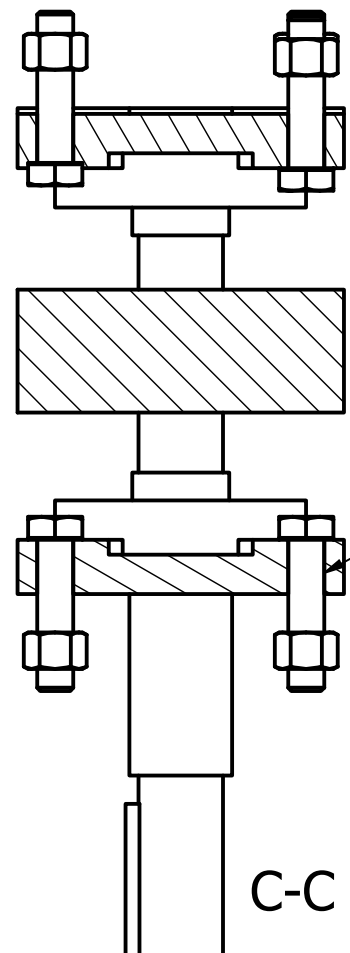
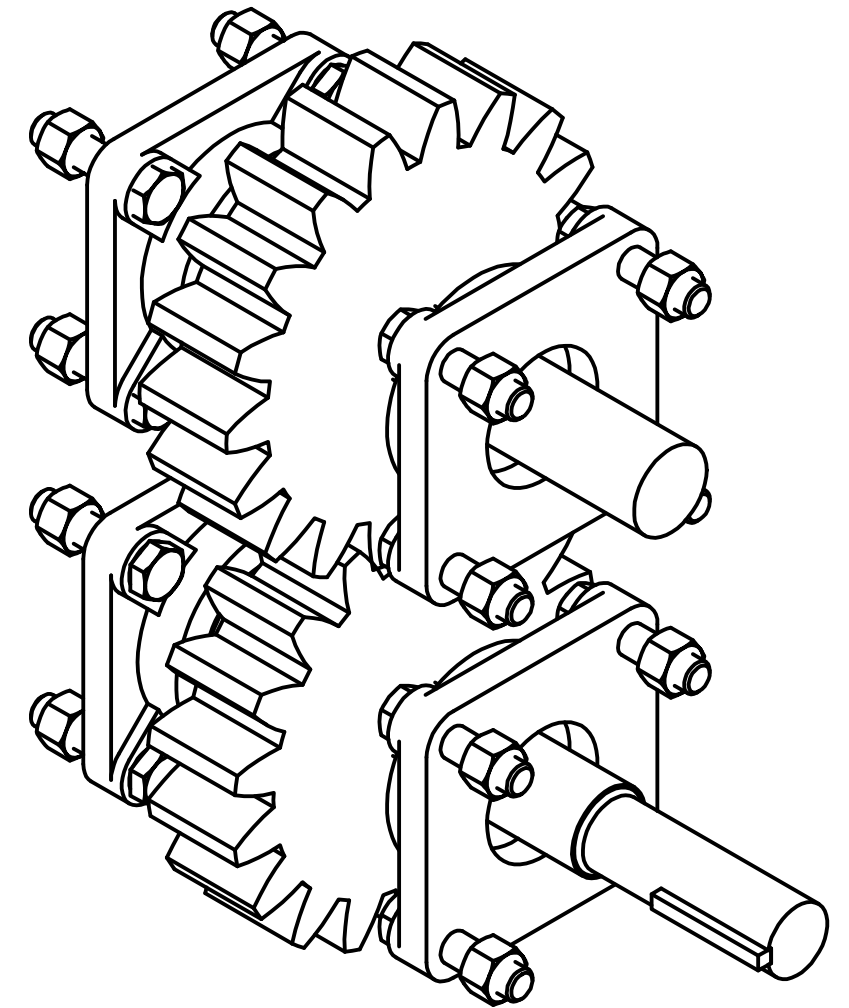
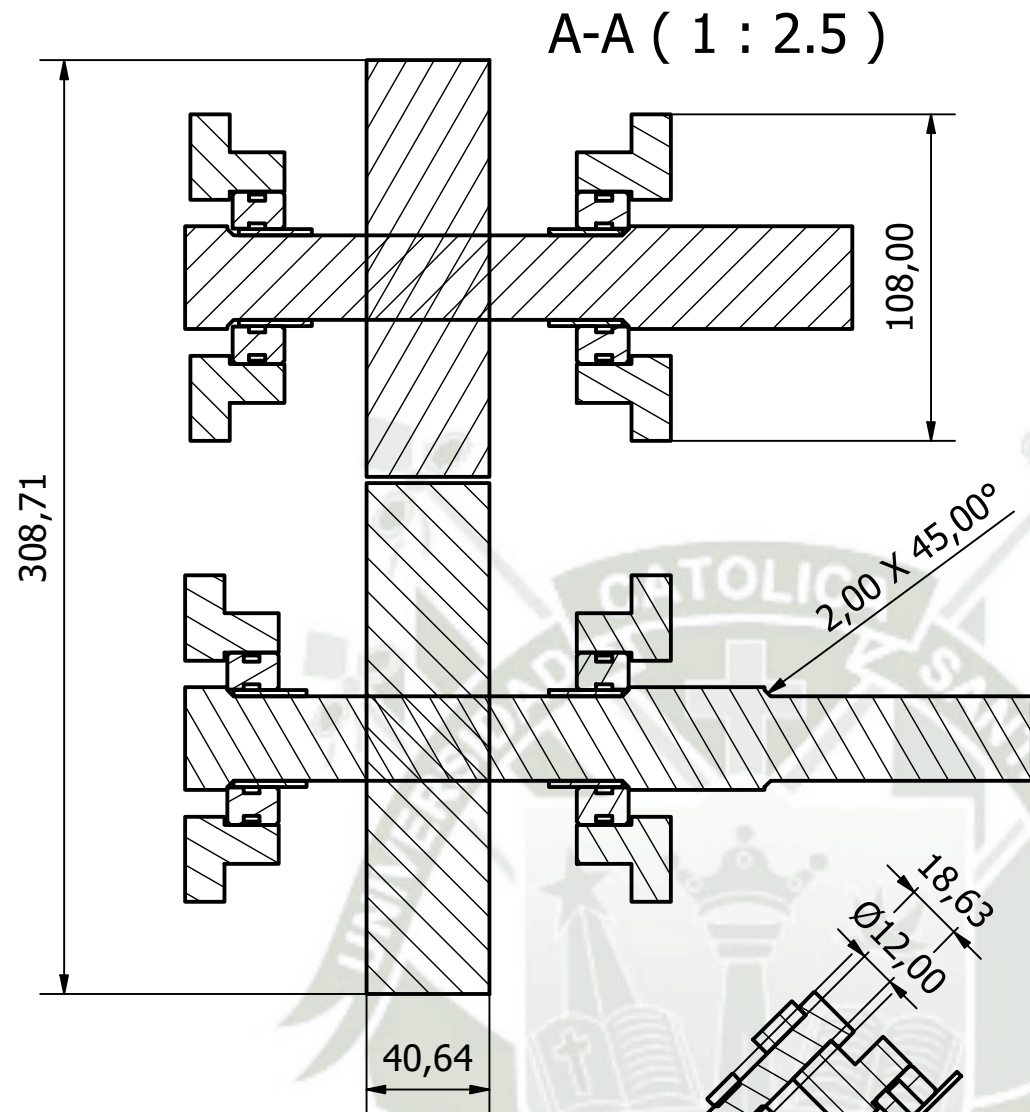
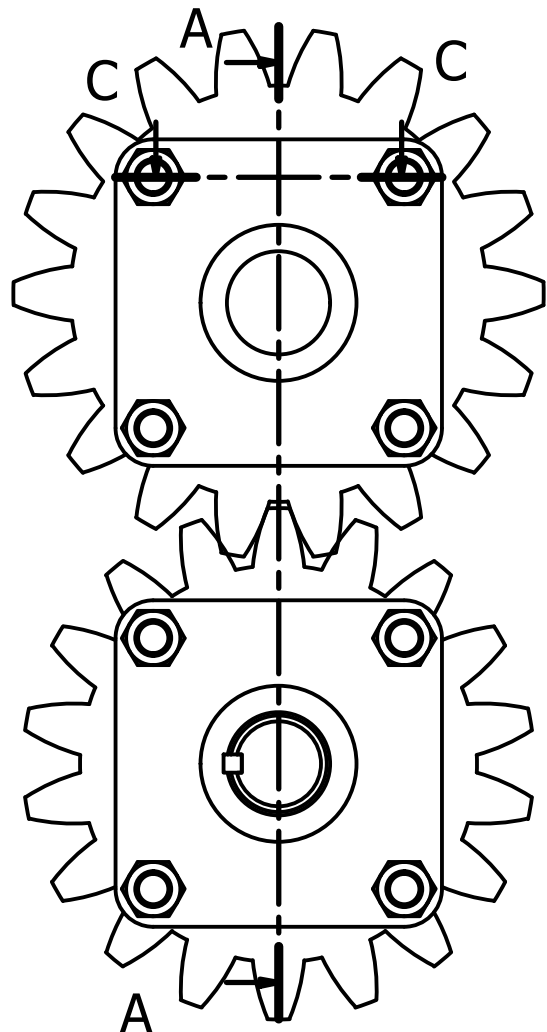
	Nombre	Fecha	Firma	 Universidad Católica de Santa María	
Dibujado	André Triveño Luque	04/09/2020		Nº de Pieza	Revisión
Revisado	Ing. Jorge Castro			3	1
Escala	Diseño de una máquina extrusora de plástico para fabricación de pallets para la empresa Envasadora Majes E.I.R.L.			Sustituye a	
1 : 1	Ejes y rodamientos			1	



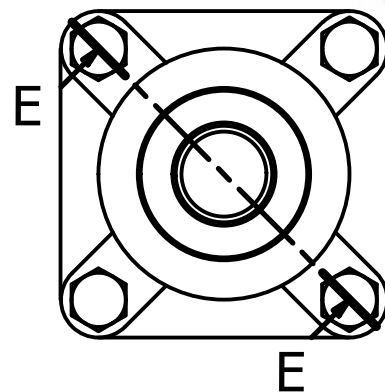
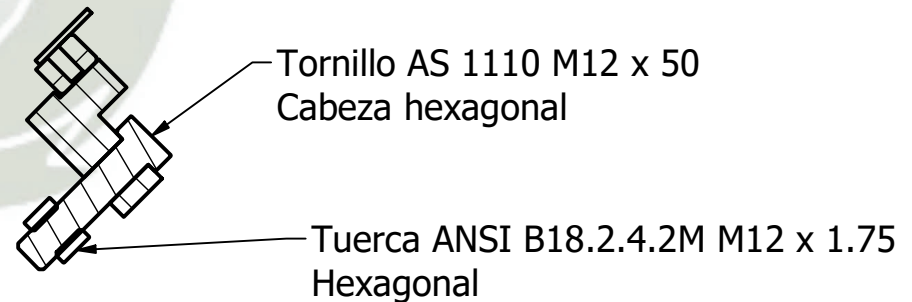
	Nombre	Fecha	Firma	 Universidad Católica de Santa María	
Dibujado	André Triveño	04/09/2020		Nº de Pieza	Revisión
Revisado	Ing. Jorge Castro			4	1
Escala	Diseño de una máquina extrusora de plástico para fabricación de pallets para la empresa Envasadora Majes E.I.R.L.			Sustituye a	
1 : 2.5	Matrices				1




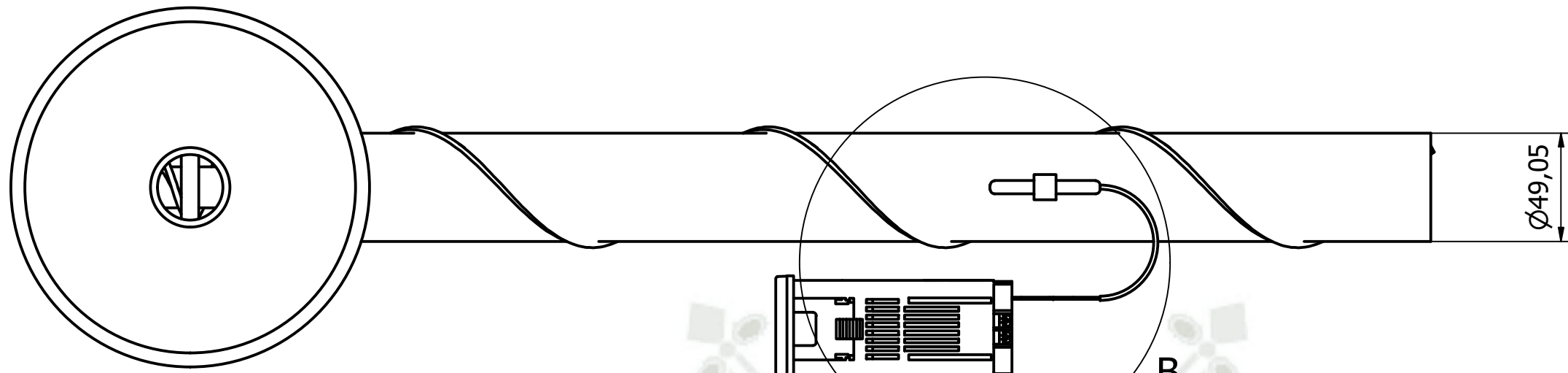
	Nombre	Fecha	Firma	 Universidad Católica de Santa María	
Dibujado	André Triveño Luque	04/09/2020		Nº de Pieza	Revisión
Revisado	Ing. Jorge Castro			5	1
Escala	Diseño de una máquina extrusora de plástico para fabricación de pallets para la empresa Envasadora Majes E.I.R.L. Cilindro y husillo			Sustituye a	
1 : 2.5					1



E-E (1 : 2.5)

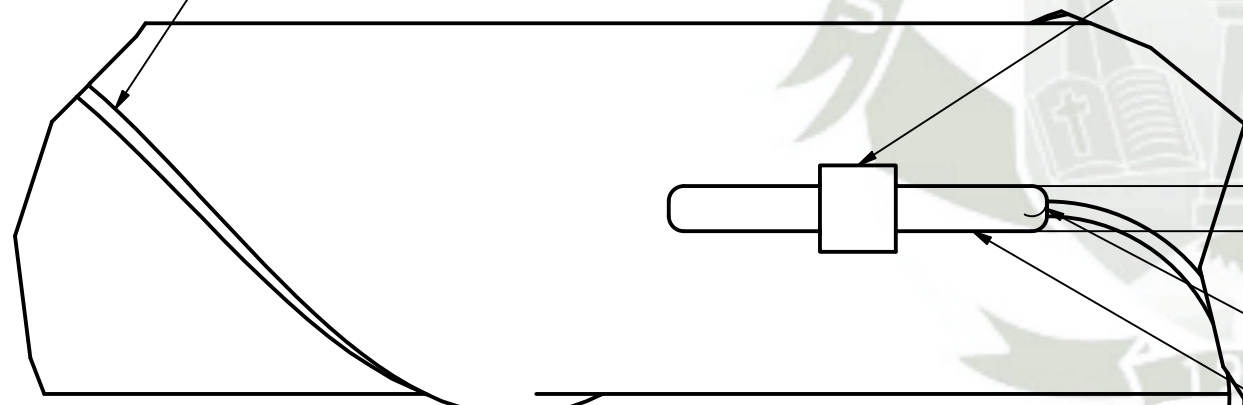


	Nombre	Fecha	Firma	 Universidad Católica de Santa María	
Dibujado	André Triveño Luque	04/09/2020		Nº de Pieza	Revisión
Revisado	Ing. Jorge Castro			6	1
Escala	Diseño de una máquina extrusora de plástico para fabricación de pallets para la empresa Envasadora Majes E.I.R.L. Sistema de transmisión			Sustituye a	
1 : 2.5				1	



Resistencia eléctrica tipo abrazadera de tubos recocidos Brototermic RCFRR 450610 de 450 W

Detalle B (1:1)



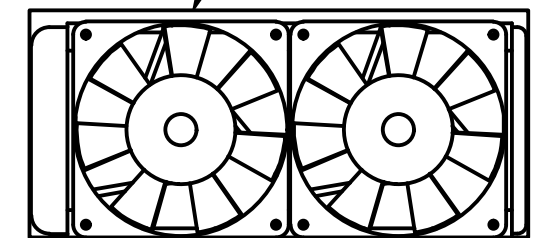
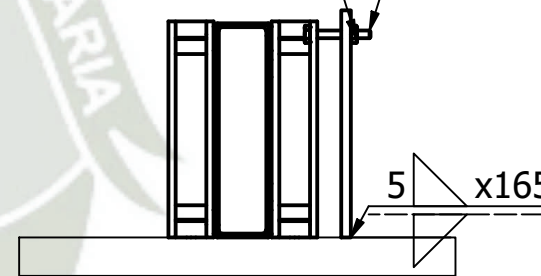
Cinta de aluminio

Termocupla tipo J

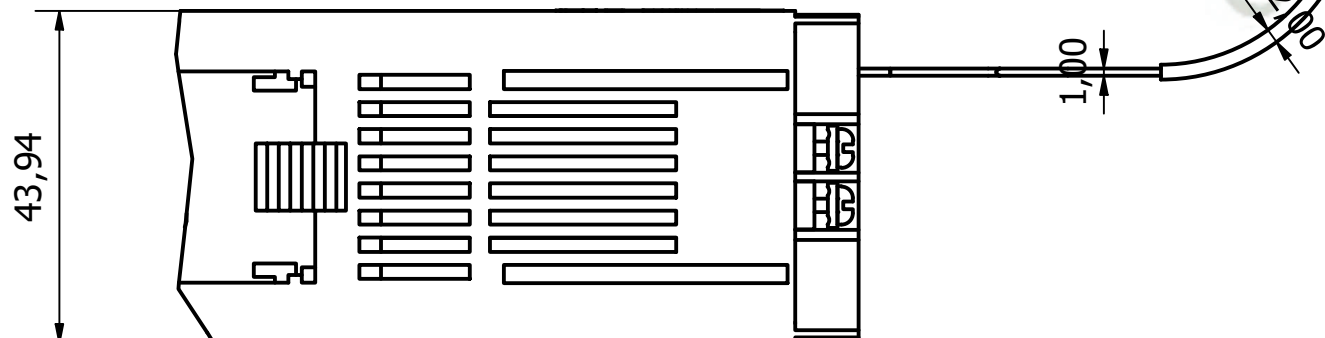
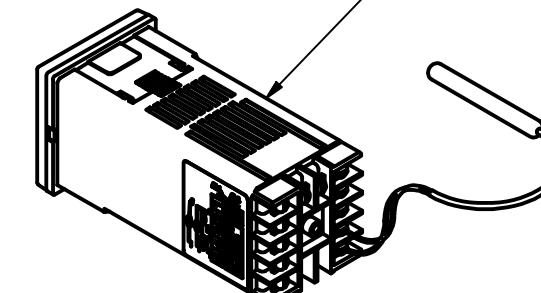
Tuerca AS 1112 (2) M2.5 Tipo 5 Hexagonal (4)


Tornillo AS 1110 M2.5 x 20 Cabeza hexagonal (4)

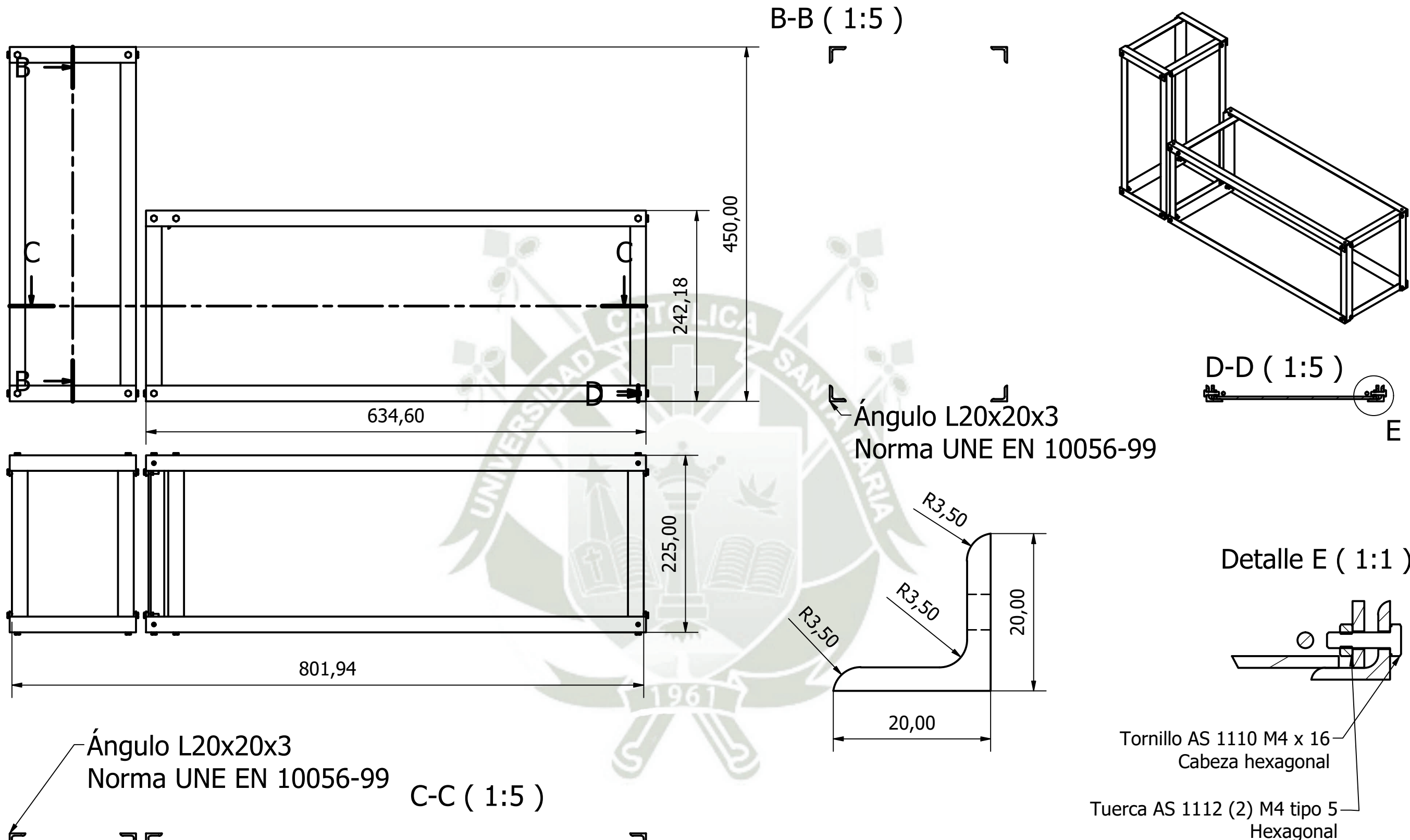
Ventilador Steren 117 Vca




Pirómetro digital EO-CT7272-PDRS

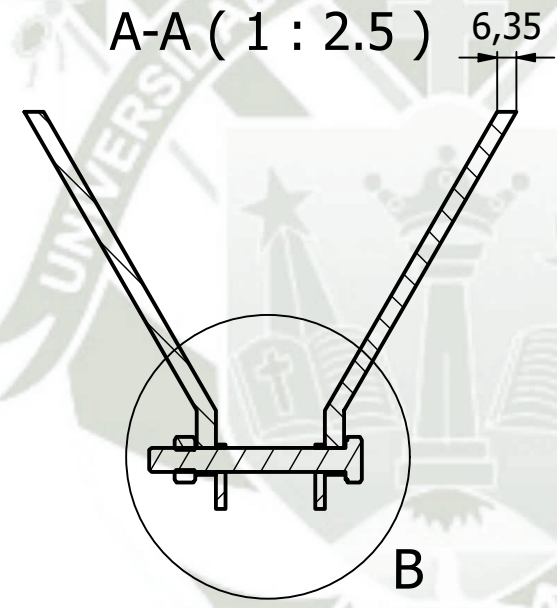
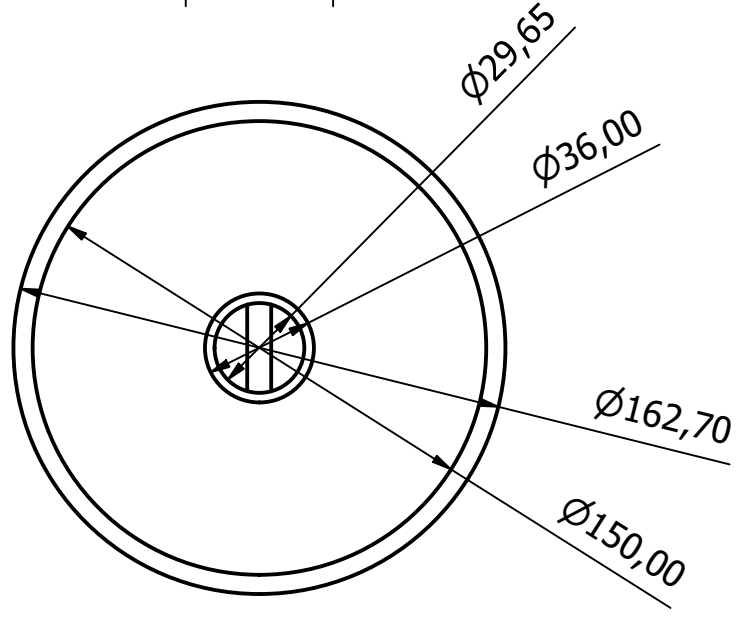
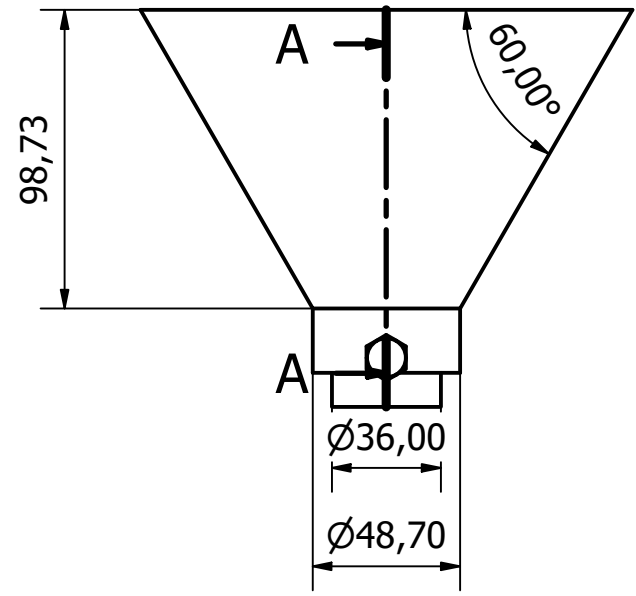
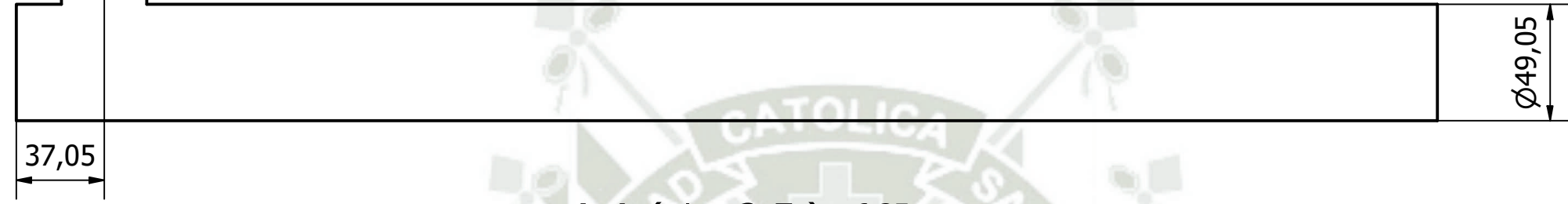


	Nombre	Fecha	Firma	 Universidad Católica de Santa María	
Dibujado	André Triveño Luque	04/09/2020		Nº de Pieza	Revisión
Revisado	Ing. Jorge Castro			7	1
Escala	Diseño de una máquina extrusora de plástico para fabricación de pallets para la empresa Envasadora Majes E.I.R.L. Sistema de calefacción			Sustituye a	
1 : 2.5				1	

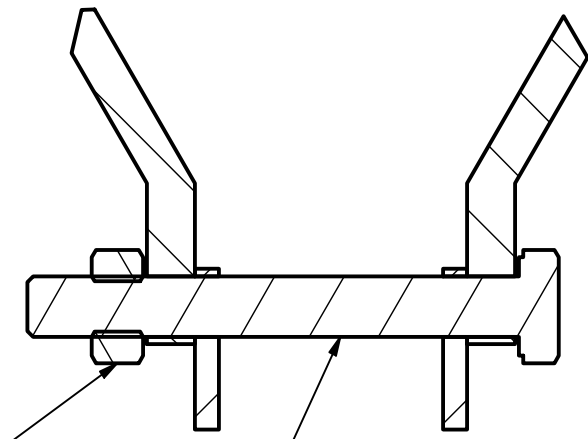


	Nombre	Fecha	Firma	 Universidad Católica de Santa María	
Dibujado	André Triveño Luque	04/09/2020		Nº de Pieza	Revisión
Revisado	Ing. Jorge Castro			8	1
Escala	Diseño de una máquina extrusora de plástico para fabricación de pallets para la empresa Envasadora Majes E.I.R.L. Estructura de la máquina			Sustituye a	
1:5				a	1

Tolva de acero estructural ASTM A-36




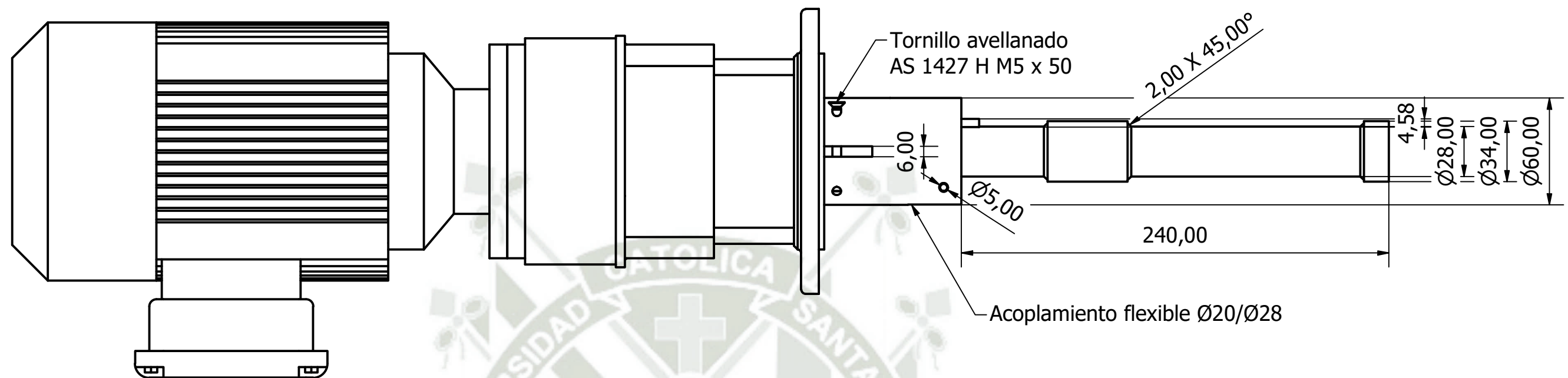
Detalle B (1:1)



Tuerca AS 1112 (2) M8 tipo 5 Hexagonal


Tornillo AS 1110 M8 x 65 Cabeza hexagonal

	Nombre	Fecha	Firma	 Universidad Católica de Santa María	
Dibujado	André Triveño Luque	04/09/2020		Nº de Pieza	Revisión
Revisado	Ing. Jorge Castro			9	1
Escala	Diseño de una máquina extrusora de plástico para fabricación de pallets para la empresa Envasadora Majes E.I.R.L.			Sustituye a	
1 : 2.5	Tolva			1	



Marca	WEG
Línea	TEFC - W21
Potencia	5 HP
Velocidad nominal	865 rpm
Voltaje nominal	220 V
Corriente nominal	16.7 A
Factor de servicio	1.15
Rodamientos	6309 C3 y 6209 Z-C3
Peso	103 kg
F. de potencia (75% c.)	0.73

Frecuencia	60 Hz
Par nominal	40.9 N.m
Rendimiento (75% c.)	82.5%
Modelo de reductor	BWQ 63
R. de transmisión	7.5

	Nombre	Fecha	Firma	 Universidad Católica de Santa María	
Dibujado	André Triveño Luque	04/09/2020		N° de Pieza 10	Revisión 1
Revisado	Ing. Jorge Castro				
Escala	Diseño de una máquina extrusora de plástico para fabricación de pallets para la empresa Envasadora Majes E.I.R.L. Sistema motriz			Sustituye a a	1
1:2.5					