

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ

Colegio de Ciencias e Ingeniería

Diseño de máquina automática para fabricar pupusas

Martin Esteban Palacios Corral

Ingeniería Mecánica

Trabajo de fin de carrera presentado como requisito
para la obtención del título de
INGENIERO MECÁNICO

Quito, 22 de diciembre de 2020

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ

Colegio de Ciencias e Ingeniería

HOJA DE CALIFICACIÓN DE TRABAJO DE FIN DE CARRERA

Diseño de máquina automática para fabricar pupusas

Martin Esteban Palacios Corral

Nombre del profesor, Título académico

Marco León, M.Sc.

Quito, 22 de diciembre de 2020

© DERECHOS DE AUTOR

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en la Ley Orgánica de Educación Superior del Ecuador.

Nombres y apellidos: Martin Esteban Palacios Corral

Código: 00131931

Cédula de identidad: 1722859954

Lugar y fecha: Quito, 22 de diciembre de 2020

ACLARACIÓN PARA PUBLICACIÓN

Nota: El presente trabajo, en su totalidad o cualquiera de sus partes, no debe ser considerado como una publicación, incluso a pesar de estar disponible sin restricciones a través de un repositorio institucional. Esta declaración se alinea con las prácticas y recomendaciones presentadas por el Committee on Publication Ethics COPE descritas por Barbour et al. (2017) Discussion document on best practice for issues around theses publishing, disponible en <http://bit.ly/COPETHeses>.

UNPUBLISHED DOCUMENT

Note: The following capstone project is available through Universidad San Francisco de Quito USFQ institutional repository. Nonetheless, this project – in whole or in part – should not be considered a publication. This statement follows the recommendations presented by the Committee on Publication Ethics COPE described by Barbour et al. (2017) Discussion document on best practice for issues around theses publishing available on <http://bit.ly/COPETHeses>.

RESUMEN

Las pupusas son un producto ampliamente consumido alrededor del mundo. Su origen se remonta a El Salvador, en este país se desarrolló su receta y métodos de cocción. En este documento se ha optado por diseñar una máquina que automatice el proceso y reduzca fallas producidas por el error humano, además de esto se pretende superar el tiempo de fabricación y cocción generando así una producción de una pupusa por minuto. La máquina elegida para el presente informe consta de 4 partes principales las cuales son: tolvas, tornillo extrusor, cilindro neumático y horno. Todas estas partes son de acero inoxidable grado alimenticio AISI 304 el cual cumple con norma FDA, título 21, y estándares alimenticios requeridos. Los cálculos, planos y simulaciones necesarios para llegar a construir esta máquina automatizada han cumplido con todos los requerimientos y recomendaciones del cliente, por lo tanto, está lista para implementarse.

Palabras clave: Diseñar, estándares, tolvas, tornillo extrusor, cilindro neumático, horno.

ABSTRACT

Pupusas are a product widely consumed around the world. Its origin dates back to El Salvador, in this country developed its recipe and cooking methods. In this document we have chosen to design a machine that automates the process and reduces failures caused by human error, in addition to this it is intended to exceed the time of manufacture and cooking of a pupusa thus generating a production of a pupusa per minute. The machine consists of 4 main parts which are: hoppers, extruder crew, pneumatic cylinder and oven. All of these parts are made of AISI 304 food grade stainless steel which complies with FDA, title 21, and required food standards. The calculations, plans and simulations necessary to build this automated machine have met all the requirements and recommendations of the client, therefore, it is ready to be implemented.

Key Words: Design, standards, hoppers, extruder crew, pneumatic cylinder, oven.

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN.....	5
ABSTRACT	6
NOTACIÓN.....	15
1. INTRODUCCIÓN.....	18
1.1. Declaración del Problema y Especificación del Proyecto	19
1.2. Diseño de Conceptos y Selección.....	20
1.3. Gestión del Proyecto.....	22
1.4. Estándares de ingeniería.....	22
2. MATERIALES Y MÉTODOS.....	23
2.2. Tolvas y Dosificación para relleno y masa de pupusa.....	24
2.3. Unificación de Masa y Relleno	25
2.4. Corte y Sellado.....	26
2.5. Horno.....	27
2.6. Diseño para fabricación	29
3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	29
3.1. Reporte de Diseño.....	29
3.1.1. Tolvas.....	30
3.1.2. Tornillo Extrusor.....	30
3.1.3. Máquina de Corte y Sellado	31
3.1.4. Horno.....	31
3.2. Plan de Prueba de Prototipos	32
3.3. Seguridad a Través del Diseño	32
3.4. Resultados, Discusión y Conclusiones	34
3.5. Trabajo Futuro	45
3.6. Referencias.....	47
4. Anexos	49
4.1. Anexo A.1: Planos de Conjunto	49
4.2. Anexo A.2: Planos del Diseño.....	54
4.3. Anexo B: Cálculos Detallados	83
4.3.5. Componentes Electrónicos del Sistema	168
4.3.6. Experimento de Ingeniería para Verificación	169
4.4. Anexo C: Plan de prueba de prototipos	171
4.5. Anexo D.1: Diagrama de Gantt.....	175
4.6. Anexo D.2: Diagrama de Gantt (Diseño de manufactura)	176
4.7. Anexo E: Presupuesto	177
4.8. Anexo F: Tablas de Análisis de Selección	179
4.9. Anexo G: Seguridad a través del Diseño: Impacto vs. Probabilidad	189

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades Acero Inoxidable AISI 304.....	23
Tabla 2. Prioridades parte de tolvas y dosificación.....	24
Tabla 3. Prioridades proceso unificación de masa y relleno.	26
Tabla 4. Prioridad para la parte de corte y sellado	27
Tabla 5. Prioridades para el horno	28
Tabla 6. Plan prueba de prototipos de Tornillo Extrusor	32
Tabla 7. Dimensionamiento de la tolva relleno y masa.	34
Tabla 8. Cálculos obtenidos del eje agitador para la tolva de la masa y relleno.....	35
Tabla 9. Dimensionamiento palas de agitación.....	35
Tabla 10. Tornillo Extrusor Resultados	36
Tabla 11. Tornillo Extrusor Resultados Potencias y Torques	36
Tabla 12. Condiciones de simulación para el molde de corte y sellado.....	38
Tabla 13. Resultados de simulación para la sección de corte y sellado	38
Tabla 14. Calor de entrada	39
Tabla 15. Calor de salida.....	39
Tabla 16. Dimensionamiento del horno	40
Tabla 17. Parámetros de selección del motor.....	41
Tabla 18. Dimensiones de la tolva para masa.	83
Tabla 19. Dimensiones de la tolva para relleno.	84
Tabla 20. Propiedades acero AISI304.....	86
Tabla 21. Propiedades acero AISI304.....	93
Tabla 22. Parámetros para simulación	99
Tabla 23. Parámetros para la simulación.	103
Tabla 24: Tipo de Carga del Tornillo Sin Fin. (Ingemecánica, 2018).	107

Tabla 25: Parámetros Simulación Tornillo Extrusor.....	114
Tabla 26: Parámetros Simulación Boquilla Extrusora	115
Tabla 27: Parámetros Simulación Estructura del Tornillo	118
Tabla 28. Catálogo FESTO del cilindro neumático	121
Tabla 29. Resultados de la simulación estática del acople motor-rodillo	135
Tabla 30. Parámetros de la simulación por fatiga del acople motor-rodillo	135
Tabla 31. Resultados a Fatiga del acople motor-rodillo.....	135
Tabla 32. Condiciones y resultados de la simulación de carga sobre la estructura.....	137
Tabla 33. Condiciones de carga para estructura del cilindro neumático en inventor....	137
Tabla 34. Condiciones de carga para estructura.....	139
Tabla 35. Condiciones de carga aplicada sobre placa de soporte de motor	141
Tabla 36. Propiedades del aire a 200° C	145
Tabla 37. Propiedades del aire a 110° C	145
Tabla 38. Propiedades del aire a 40°C	152
Tabla 39. Pérdidas de calor	155
Tabla 40. Factores de ancho de banda (Bandas transportadoras, 2014)	162
Tabla 41. Factor de longitud de banda. (Bandas transportadoras, 2014).....	162
Tabla 42. Factor de condición de trabajo (Bandas transportadoras, 2014).....	162
Tabla 43. Parámetros de la simulación en Inventor	165
Tabla 44. Parámetros de la simulación en CFD	167
Tabla 45. Selección de motor paso a paso	169
Tabla 46. Resultados del experimento de cocción	170
Tabla 47. Plan prueba de prototipos de Tolvas	171
Tabla 48. Plan prueba de prototipos de Tornillo Extrusor	172
Tabla 49. Plan de prueba de prototipo de máquina de Corte y sellado	173

Tabla 50. Plan de prueba de prototipo del horno	174
Tabla 51. Precio total de construcción y diseño de la máquina	178
Tabla 52. Selección para las tolvas y dosificación.....	183
Tabla 53. Criterio de funcionamiento.	183
Tabla 54. Criterio de tiempo.	183
Tabla 55. Criterio de costo.	184
Tabla 56. Criterios para unificación de masa y relleno.	184
Tabla 57. Criterio de construcción.	184
Tabla 58. Criterio de Eficiencia.	185
Tabla 59. Criterio de desperdicio.	185
Tabla 60. Criterio de Costo.	185
Tabla 61. Criterios de Selección – Mecanismo de Corte y Sellado.	186
Tabla 62. Análisis de Soluciones para Criterio Dificultad.....	186
Tabla 63. Análisis de Soluciones para Criterio Desecho.	186
Tabla 64. Análisis de Soluciones para Criterio Precio.....	186
Tabla 65. Criterios para el horno.....	187
Tabla 66. Criterio de funcionamiento.	187
Tabla 67. Criterio de tamaño.....	187
Tabla 68. Criterio de costo.	188
Tabla 69. Criterio de construcción.	188

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. CAD de tolvas, ejes y estructura parte dosificación.	25
Figura 2. CAD Tornillo Extrusor	26
Figura 3. CAD parte corte y sellado.....	27
Figura 4. CAD del horno.....	29
Figura 5. Simulación palas de agitación.....	35
Figura 6. Esfuerzo máximo en Tornillo	37
Figura 7. Esfuerzo máximo en la boquilla	37
Figura 8. Simulación en Inventor del molde de corte y sellado.....	38
Figura 9. Temperaturas internas y externas del horno	40
Figura 10. Simulación final de la mesa del horno.....	41
Figura 11. Sketch de las tolvas.....	83
Figura 12. Sketch de palas de agitación.	84
Figura 13. Parámetros de dimensiones para palas de agitación (Rincón Guerrero, 2017).	85
Figura 14. Sketch Eje agitador.	87
Figura 15. Gráfica de Numero de potencia vs Reynolds (Rincón Guerrero, 2017).....	89
Figura 16. Parámetros para calcular la constante m.....	89
Figura 17. Motor Tolva Relleno.....	92
Figura 18. Sketch eje agitador para la tolva de la masa.	93
Figura 19. Numero de potencia vs Numero de Reynolds.	96
Figura 20. Parámetros para determinar la constante m.	96
Figura 21. Motor Tolva Relleno.....	98
Figura 22. Simulación de esfuerzo aspas de agitación para tolva de relleno.	100
Figura 23. Simulación de desplazamiento aspas de agitación para tolva de relleno.....	100
Figura 24. Simulación de factor de seguridad aspas de agitación para tolva de relleno	101

Figura 25. Simulación de esfuerzo de aspas de agitación para tolva de la masa.	101
Figura 26. Simulación de desplazamiento de aspas de agitación para tolva de la masa.	102
Figura 27. Simulación de factor de seguridad de aspas de agitación para tolva de la masa.	102
Figura 28. Simulación de esfuerzo de la estructura de palas de agitación.	103
Figura 29. Simulación de desplazamiento de la estructura de palas de agitación.....	103
Figura 30. Simulación de factor de seguridad de la estructura de palas de agitación. ...	104
Figura 31. Tornillo Extrusor Dimensiones a Calcular	105
Figura 32. Canalón Tornillo Extrusor	108
Figura 33. Tornillo Extrusor y Presión de la masa ejercida	109
Figura 34. Tornillo Extrusor con Torque Aplicado.....	111
Figura 35. Estructura para el tornillo extrusor	113
Figura 36. Esfuerzo máximo en el tornillo Extrusor	114
Figura 37. Desplazamiento en el tornillo Extrusor	115
Figura 38. Esfuerzo máximo en Boquilla del Relleno	116
Figura 39. Desplazamiento en Boquilla del Relleno.....	116
Figura 40. Esfuerzo máximo en Boquilla de la masa.....	117
Figura 41. Desplazamiento en Boquilla de la masa	117
Figura 42. Esfuerzo máximo en Estructura del Tornillo Extrusor	118
Figura 43. Desplazamiento en Estructura del Tornillo Extrusor.....	118
Figura 44. Dimensiones del molde de corte y sellado.....	119
Figura 45. Carga aplicada por el cilindro neumático sobre el molde.....	120
Figura 46. Cilindro neumático acoplado al molde	121
Figura 47. Esfuerzo de diseño para el acero inoxidable (Mott, R, 2006).....	123
Figura 48. Valor de Wahl (Mott, R, 2006).....	124
Figura 49. Área transversal de la pupusa sobre la banda transportadora. (Fuente Propia)	126

Figura 50. Factores de fricción de bandas transportadoras. (Norton, 2010)	128
Figura 51. Torque aplicado en el Acople Motor-rodillo	131
Figura 52. CAD con las condiciones de borde aplicadas	134
Figura 53. Esfuerzo de Von Mises en acople	134
Figura 54. Carga y condiciones de borde en Inventor.....	136
Figura 55. Esfuerzo de Von Mises en la estructura general.....	136
Figura 56. Esfuerzo de Von Mises en la estructura del cilindro neumático.....	138
Figura 57. Desplazamiento en la estructura del cilindro neumático	138
Figura 58. Esfuerzo de Von Mises en la estructura de la banda	139
Figura 59. Desplazamiento en la estructura de la banda	140
Figura 60. Esfuerzo de Von Mises en la placa de soporte del motor.....	141
Figura 61. Desplazamiento en la placa del soporte del motor	142
Figura 62. Ventilador 160 mm	144
Figura 63. Radiación y convección en el horno	146
Figura 64. Calor sensible de la pupusa.....	149
Figura 65. Calor necesario para banda y aire interno.....	150
Figura 66. Pérdidas de calor en el horno	152
Figura 67. Balance de energía del sistema	156
Figura 68. Placa plana apoyada en sus cuatro extremos	158
Figura 69. Mesa de soporte para el horno	160
Figura 70. Motor paso a paso para la banda transportadora.....	162
Figura 71. Esfuerzo máximo en la mesa	165
Figura 72. Desplazamiento máximo en la mesa.....	166
Figura 73. Factor de seguridad en la mesa	166
Figura 74. Temperatura interna en corte transversal del horno.....	167

Figura 75. Temperatura interna en corte longitudinal del horno.....	168
Figura 76. Circuito general para motor paso a paso.....	168

NOTACIÓN

A = Área de la pala [m^2]	D = diámetro del agitador
A = Área de la pupusa a ser cortada	D_{min} = Diámetro mínimo
A_{min} = Área mínima del cilindro compacto	D_m = Diámetro medio del resorte
A_{tp} = área transversal de cada pupusa	D_{pal} = Posible diámetro del alambre
b = diámetro de cada pupusa	D_{cal} = Diámetro corregido del alambre
C = Valor de Wahl	d_p = diámetro del rodillo conductor y conducido de banda
C = índice del resorte corregido	$D_{Tornillo}$ = Diámetro del Tornillo [m]
C = Factor de fricción en función de la longitud de la banda	E = Distancia entre el agitador y el fondo de la tolva [m]
Cp_{banda} = Calor específico de la banda [$J/kg K$]	F = fuerza [N]
$Cp_{alimento}$ = calor específico de la pupusa [$J/(Kg*K)$]	F_c = Fuerza de corte requerida
C = índice del resorte corregido	F_1 = Fuerza necesaria para mover la banda cuando está vacía
C = Valor de Wahl	F_2 = Fuerza necesaria para mover la carga [N]
D = diámetro del agitador [m]	Fr = Fuerza ejercida por el relleno [N]
Da = Distancia entre aspa y aspa en el diseño de aspas [m]	f = Factor de fricción que se genera en las partes móviles en [m]
Da = Diámetro del agitador	$F.S$ = Factor de seguridad
D_i = Diámetro Interno Huesillo del tornillo [m]	G = Aceleración de la gravedad [m/s^2]
Dt = Base menor de la tolva [m]	G = Módulo cortante del material

G = Peso considerado de las partes móviles de la banda en $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}}\right]$

G = peso aproximado de las partes móviles

G_b = peso que tiene la banda transportadora

G_{ro} = peso que tienen los rodillos seleccionado

h = espesor de cada pupusa

H_c = Distancia del borde del tanque al centro de la pala [m]

hi_{forz} = coeficiente de convección térmica $[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$

J = momento polar de inercia

k = constante del resorte

k = Constante del resorte

K = conductividad termica $[\text{W}/\text{mK}]$

L = Ancho de palas del agitador [m]

L = Longitud del Tornillo [m]

L_c = Longitud característica [m]

L_{op} = Longitud de operación

L_{li} = Longitud libre

ℓ = Longitud de Trabajo [m]

M = Modulo

m = masa total del relleno para dosificación [g]

$m_{alimento}$ = masa de la pupusa [kg]

m_{banda} = masa de la banda [kg]

n = Velocidad en rps [rps]

N_p = Numero de potencia obtenida de la gráfica

P_m = Potencia del motor [W]

P_n = Presión neumática

P_{te} = Potencia teórica

P_R = Potencia Real

Q = Caudal propio del fluido $\left[\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}\right]$

Q_v = Capacidad volumétrica que transporta la banda en $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right]$

R = radio del eje agitador [m]

S_1 = separación de los rodillos

S = área Cámara de Extrusión

t = tiempo [s]

p = paso del tornillo [m]

T = Torque del eje agitador [Nm]

T = torque del agitador [Nm]

T_b = torque requerido por el motor

T_i = Temperatura interna $[\text{°C}]$

T_∞ = Temperatura ambiente $[\text{°C}]$

ΔT = Variación de temperatura [C]

v : velocidad lineal

$v_{general}$ = velocidad general [m/s]

Vm = Velocidad media del fluido [m/s]

Vf = Velocidad del flujo [m/s]

W = Altura de las palas del agitador [m]

ω = Velocidad angular [rpm]

φ = ángulo de la hélice [°C]

= Número de Helices

ρ = Densidad [kg/m³]

λ = Coeficiente de relleno de la sección

1. INTRODUCCIÓN

El objetivo del proyecto es realizar una pupusa por minuto mediante una máquina automática. Para lograr este objetivo antes mencionado se ha optado por seccionar la máquina general en 4 partes: tolvas, tornillo extrusor, máquina de corte y sellado y horno. Una vez definidas estas secciones y mediante los cálculos respectivos en conjunto con las simulaciones se cumple con el objetivo planteado de lograr producir una pupusa lista para el consumo en 1 minuto.

El objetivo se logró en base a la selección de diversas alternativas en cada sección. Para este caso, las secciones antes mencionadas son las más óptimas para realizar el proceso. Posterior a la selección de dichas alternativas se realizaron los cálculos pertinentes para poder obtener valores exactos de presión, velocidad, temperatura y potencia en las respectivas secciones sin antes definir los materiales específicos que se pretende utilizar en la creación de la máquina. Estos materiales y el ensamblaje general de la máquina están regidos bajo las normas FDA para su posterior exportación a los Estados Unidos de América. Con los valores exactos obtenidos se da paso al diseño en planos de las respectivas secciones de la máquina tomando en cuenta parámetros establecidos y calculados, entre ellos se encuentran los tratamientos térmicos de materiales, precisión y tolerancia, presupuesto, etc. Al concluir esta etapa se definió las estrategias de uso del producto mediante la creación de un manual del usuario para evitar posibles errores a la hora de manipular la máquina. Al analizar los procesos mediante cálculos y simulaciones se logra obtener convergencia en los resultados por lo que es posible afirmar que la máquina esta lista para su producción y podrá cumplir con el objetivo planteado por el cliente y por los encargados del proyecto.

Para lograr obtener mejoras a futuro se puede cambiar los parámetros del sistema para que este pueda variar velocidades y de esta manera darle otros usos como la producción industrial

de pupusas retirando el área de cocción. Esto se logra mediante el cambio de ciertos componentes como los motores ya que los actuales únicamente cumplen con lo especificado por el cliente, además se debe colocar nuevos sensores acorde a las futuras necesidades. Una vez reemplazados y añadidos los componentes necesarios es fundamental diseñar un código nuevo para que de esta manera funcione la máquina modificada.

1.1. Declaración del Problema y Especificación del Proyecto

El siguiente proyecto integrador tiene como objetivo el diseño de una máquina automática para la producción de pupusas dentro de un restaurante. El cliente que propuso este proyecto es una persona natural, el ingeniero José Larín, quien emprende con este proyecto con el fin de exportar esta máquina a países como Estados Unidos y mejorar la producción de pupusas. Dados los requerimientos y necesidades de nuestro cliente, el problema principal a abordar es el mejoramiento de la producción convencional de pupusas, ya que este proceso consume bastante tiempo y esfuerzo por parte de quienes las preparan. Entonces, los dos objetivos que posee el diseño de esta máquina son mejorar el tiempo de producción que varía entre 8 a 10 minutos por una pupusa y además evitar el agotamiento y gran esfuerzo de la mano de obra, ya que se trata de un trabajo donde una persona debe amasar, colocar el relleno y exponerse a las grandes temperaturas del comal u horno para cocinar apenas una sola pupusa, lo que genera fatiga en el encargado, disminuyendo la producción y con el tiempo incluso la calidad.

Los requerimientos presentados por el cliente son: producir 1 pupusa por minuto, la máquina debe encargarse del proceso de corte y colocación del relleno (que consta de queso y una proteína), cada pupusa debe ser aproximadamente de 8 mm de grosor y 13 cm de diámetro y el diseño de la máquina debe ser basado en las normas FDA para su exportación a USA.

De esta forma para cumplir con todos los requerimientos y solucionar el problema de la cocción convencional de una pupusa se pretender automatizar el proceso completo creando un

sistema que consta de cuatro partes principales: tolvas, un tornillo extrusor, una máquina de corte y sellado y finalmente, un horno. Cada sección fue diseñada para cumplir y solucionar el problema del tiempo y esfuerzo, logrando sacar aproximadamente 1 pupusa por minuto de forma completamente automática sin la necesidad de personal.

1.2. Diseño de Conceptos y Selección

Como ya fue mencionado, para poder solucionar el problema descrito en la sección anterior, se construirá una máquina en donde se automatice el proceso convencional para cocinar o fabricar una pupusa. Además, para poder cumplir con los requerimientos del empleador, el diseño buscará basarse en las normas FDA para la exportación de la máquina a Estados Unidos, también la construcción de la misma debe cumplir con un presupuesto similar o bajo el promedio del costo que poseen máquinas similares. Calcular las dimensiones, velocidades, componentes térmicos para la cocción y otros requerimientos, son esenciales para diseñar esta máquina, además de que es importante recalcar que esta máquina será diseñada para la producción de pupusas en un restaurante, para lo cual las velocidades y dimensiones no deben ser de tamaño industrial, sino adaptables a una producción regular diaria y a un establecimiento de dimensiones pequeñas.

La máquina automatizada para la producción de pupusas será dividida en 4 secciones principales: Las tolvas, el tornillo extrusor, la máquina de corte y sellado y el horno. Esta máquina es escalable y tendría aproximadamente una longitud de 3 metros de largo y 333 kg de peso.

Durante este proceso de diseño se observó que el proyecto posee como limitación principal el diseño de la electrónica, ya que la misma tiene que ser construida para poder ser probada y saber que funciona correctamente. Además, el hecho de que el proyecto se lleve a cabo solo como un trabajo de diseño limita las opciones de prueba y error, ya que no se puede saber si los

cálculos y simulaciones en la realidad den el resultado deseado. Por esta razón, nuestros objetivos vistos de una forma ponderada (mencionados desde el más al menos importante) son: diseñar una máquina que mejore los tiempos y esfuerzo que genera la cocción convencional de pupusas, diseñar una máquina ideal para la producción de pupusas en restaurantes y finalmente, que la máquina sea adecuada para poder ser exportada a países como Estados Unidos.

Hasta el día de hoy, existen varios avances ingenieriles en lo que se refiere a la industria de la comida (Strecker, 1988). Se observan grandes máquinas para crear arepas, tortillas, empanadas y demás platos cuyo método de preparación es similar al de una pupusa, este es el caso de la Multifuncional Food Machine V.6.0 creada por la compañía Ingeneumática S.A.S, que se encarga de realizar arepas colombianas, o la máquina Anko HLT-700XL (Catalog-of-HLT-700DL-201911.Pdf, n.d.), que realiza toda clase de comida a base de masa con relleno. Sin embargo, como ya se mencionó anteriormente, no existe una máquina que produzca pupusas como tal, es decir tortillas de maíz con su relleno de carne, pollo, queso o mixto y que salgan listas para ser consumidas. La pupusa es un producto altamente consumido en todo el mundo, desde El Salvador hasta África, por lo que ciertos emprendedores han optado por innovar la forma de realizar este plato típico (Carbelo, 2004). En países como México se ha decidido optimizar y automatizar este proceso ya que se consumen alimentos similares a las pupusas en cantidades realmente significativas equivalentes a 300 millones de kilogramos al día, pero el problema surge en que la maquinaria para realizar esto supera los 7500 dólares por sección y su tamaño es demasiado grande para un restaurante (Larrotta & Chocontá, 2007). Para solucionar estos problemas se ha decidido crear una máquina compacta que sea capaz de operar en un restaurante y su precio no sea excesivamente alto. En Estados Unidos, la pupusa ha sido catalogada como una deliciosa tortilla salvadoreña (Carbelo, 2004), es decir que es de agrado de las personas oriundas de este país y por supuesto de las personas extranjeras residentes en este lugar. Incluso, existe un festival llamado pupusa power en honor a este plato

típico salvadoreño (Carbelo, 2004). Considerando los avances en el campo de la industria alimenticia y siguiendo la normativa vigente, se plantea en el presente proyecto a desarrollar un prototipo con mecanismos en serie automatizados con el fin de cumplir los requerimientos que demanda la elaboración de pupusas.

1.3. Gestión del Proyecto

El proyecto parte con un presupuesto inicial de 5000 dólares, el cual ha sido propuesto por el cliente. Con esta cantidad establecida se ha optado por elegir los materiales, motores, piezas y electrónicos que mejor se acoplen al proyecto y no supongan un gasto excesivamente alto que no permita la realización del mismo. Con esta idea clara se ha realizado un estimado del costo total que abarcará la construcción de la máquina automática para hacer pupusas. Se obtuvo un valor total de materiales equivalente a 4634.55\$ por lo que se puede afirmar que el proyecto es construible bajo el presupuesto inicial planteado por el cliente. La información detallada de los componentes utilizados y sus respectivos precios se encuentra en el anexo de presupuesto.

Por otra parte, también es necesario tomar en cuenta gastos externos como los servicios ingenieriles y costos indirectos. Estos gastos abarcan el salario de un ingeniero junior el cual es de 600\$ mensuales, gastos de transporte, gastos de imprevistos o fallas, materiales y servicios que se pueden requerir a lo largo del desarrollo del proyecto. El valor total del proyecto asciende a 14989.65\$ lo cual está fuera del presupuesto inicial. Este gasto extra puede disolverse si la máquina es fabricada a gran escala.

1.4. Estándares de ingeniería

Para proteger los alimentos durante su producción cada componente de la máquina debe evitar el desprendimiento de sustancias nocivas y así evitar que los alimentos sean alterados tanto en olor como en sabor debido al contacto, ya sea directo o indirecto, de los alimentos con los materiales usados en los componentes. Para emitir con garantía la máquina incluso se

considera que los materiales no deben reaccionar químicamente con los productos de desinfección y limpieza. Por lo tanto, cada material seleccionado para la fabricación de la máquina debe ser estable mecánicamente, resistente a la corrosión debido a la aplicación de productos químicos antimicrobianos y que el diseño de los materiales no sufra alteraciones durante el funcionamiento de la máquina.

Considerando esto, el material principal seleccionado es el **Acero inoxidable austenítico**. Este acero inoxidable debe ser del tipo de aleación fina; es el más usado al momento de realizar instalaciones dentro de la industria alimentaria. Los componentes para las diferentes secciones de la máquina usualmente tienen las siguientes designaciones: AISI-304, AISI-316 y AISI-316L que corresponden cada una de ellas a los siguientes números de material DIN: 1.4301, 1.4401 y 1.4404. Estos son conocidos de la siguiente forma: V2A, V4A o INOX. En la presente máquina se utilizó el material del tipo de acero inoxidable con designación: AISI-304 que corresponde al número de material DIN-1.4301.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. Material a utilizar

Para todas las secciones a diseñar se basó en la norma FDA, la cual sugiere utilizar acero de grado alimenticio, siendo el indicado el acero inoxidable AISI 304, cuyas características son:

Tabla 1. Propiedades Acero Inoxidable AISI 304

Yield strength (MPa)	Tensile strength R_m (MPa)	Elongation at fracture A (%)
310 MPa	505 MPa	70% min

2.2. Tolvas y Dosificación para relleno y masa de pupusa

2.2.1. Método de selección

Los criterios más importantes fueron: (Para ver el método referirse al apéndice F)

- a. Funcionamiento: La eficiencia al rellenar la pupusa
- b. Tiempo: Cuantas pupusas se hacen por minuto
- c. Precio: Si se encuentra dentro del presupuesto del cliente la fabricación de la máquina.

2.2.2. Soluciones y Resultados de Selección

Existen varias opciones para el diseño de tolvas tanto para el relleno como el de la masa de la pupusa. La selección para las tolvas es realizada basándose en diferentes criterios, considerando que lo que se presenta a continuación se encuentra a escala.

Los detalles de selección se especifican en los anexos de este trabajo investigativo (Anexo F).

Los resultados son expresados en la siguiente tabla:

Tabla 2. Prioridades parte de tolvas y dosificación.

Soluciones	Funcionamiento	Tiempo	Precio	Total	Prioridad
Solución A	0,071428571	0,111111111	0,027777778	0,21031746	3
Solución B	0,214285714	0,055555556	0,083333333	0,3531746	2
Solución C	0,214285714	0,166666667	0,055555556	0,43650794	1

Como se puede observar, la opción elegida fue la C, que corresponde a las tolvas. En el análisis de selección, en términos de funcionamiento y tiempo, al realizar la pupusa esta opción es la mejor. Esta máquina usa dos cilindros los cuales ahorran más tiempo y lo más importante el porcentaje de desperdicio es más bajo, dejando el relleno conjunto con la masa en una dosificación casi perfecta.

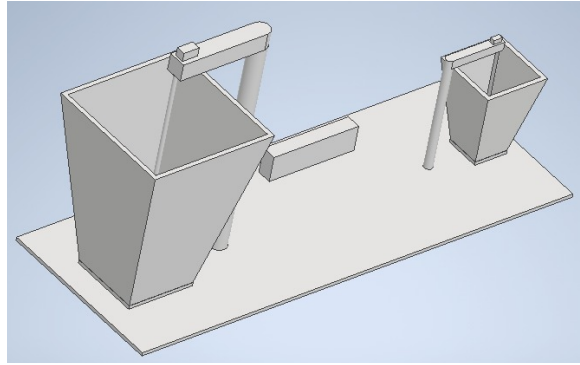


Figura 1. CAD de tolvas, ejes y estructura parte dosificación.

2.3. Unificación de Masa y Relleno

2.3.1. Método de selección

Los criterios más importantes fueron: (Para ver el método referirse al apéndice F)

- a. Construcción: Refiriéndose a que tan difícil es construir esta sección.
- b. Eficiencia: Que tan eficiente es la máquina, es decir que tan rápido envuelve el relleno con la masa.
- c. Desperdicio: Que tanto desperdicio se genera al realizar la pupusa con estos métodos.
- d. Precio: Si entra en el presupuesto del cliente la fabricación de la máquina.

2.3.2. Soluciones y Resultados de Selección

A continuación, para poder elegir qué modelo sería el mejor y el más adecuado para la construcción y necesidades de esta máquina, se realizó un análisis de selección partiendo de tres opciones diferentes: *Los detalles de selección se especifican en los anexos de este trabajo investigativo (Anexo F).*

Tabla 3. Prioridades proceso unificación de masa y relleno.

Soluciones	Funcionamiento	Personal	Construcción	Precio	Total	Prioridad
Solución A	0,066666667	0,05	0,033333333	0,016666667	0,166666667	3
Solución B	0,133333333	0,1	0,066666667	0,033333333	0,333333333	2
Solución C	0,2	0,15	0,1	0,05	0,5	1

Se seleccionó la opción C: Tornillo Extrusor, que cumple con los cuatro criterios analizados, siendo una máquina de construcción fácil, eficiente, sin desperdicios y económica. Como se mencionó antes se trata de una máquina en donde mediante dos cilindros (uno interno y otro externo) la masa y el relleno pasan al mismo tiempo creando un solo producto, como una manga, que podrá ser cortada en la forma que se desee, sin desperdiciar y dejando al relleno completamente cubierto.

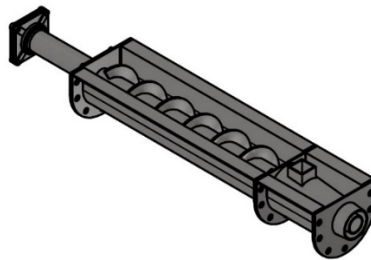


Figura 2. CAD Tornillo Extrusor

2.4. Corte y Sellado

2.4.1. Método de selección

Los criterios con más relevancia fueron: (Para ver el método referirse al apéndice F)

- a. Precio: Precio del mecanismo para elaborar cada pupusa
- b. Desecho: Menor cantidad de desecho generado en cada proceso
- c. Dificultad: al momento de la fabricación del mecanismo cual opción tiene menor dificultad.

2.4.2. Soluciones y Resultados de Selección

Para poder elegir qué modelo sería el mejor y el más adecuado para la construcción y necesidades de esta máquina, se realizó un análisis de selección partiendo de tres opciones diferentes: *Los detalles de selección se especifican en los anexos de este trabajo investigativo (Anexo F).*

Tabla 4. Prioridad para la parte de corte y sellado

Soluciones	Dificultad	Desecho	Precio	Total	Prioridad
Solución A	1.16666666	0,83333333	0,83333333	2	1
Solución B	0,83333333	0, 83333333	0,49999999	1.3	2

Para la fase de corte y sellado se ha seleccionado la opción A: Cilindro Neumático, por ser la que presenta menor dificultad al momento de fabricar o adquirir cada componente considerando que de igual forma es la que menos desperdicia cuando corta y sella. Esto se realiza mediante un pistón el cual corta y sella la pupusa dándole la forma circular deseada.

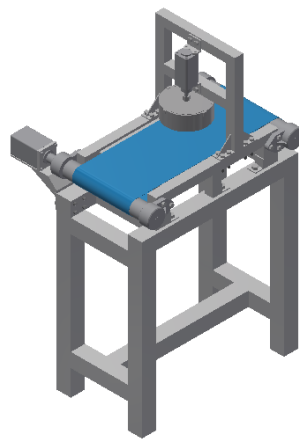


Figura 3. CAD parte corte y sellado

2.5. Horno

2.5.1. Método de selección

Los criterios más importantes fueron: (Para ver el método referirse al apéndice F)

- a. Funcionamiento: es el factor más importante para mantener calidad y eficiencia en la producción.
- b. Tamaño: la máquina debe ser colocada en un restaurante y no puede ocupar mucho espacio.
- c. Capacidad: se pretende una velocidad considerable de producción de pupusas por lo que la cantidad de masa es importante.
- d. Precio: Se pretende elegir el modelo más económico.

2.5.2. Soluciones y Resultados de Selección

Los resultados son expresados en la siguiente tabla, *Los detalles de selección se especifican en los anexos de este trabajo investigativo (Anexo F).*

Tabla 5. Prioridades para el horno

Soluciones	Funcionamiento	Tamaño	Precio	Construcción	Total	Prioridad
Solución A	0.1333	0.15	0.1	0.05	0.4333333	1
Solución B	0.2	0.05	0.0333333	0.01666667	0.3	2
Solución C	0.06666667	0.1	0.0666666	0.03333333	0.2666666	3

Se seleccionó la solución A: Horno con banda transportadora, debido a que es superior en tamaño, precio y construcción por lo que cumple la mayoría de los parámetros requeridos. Es decir, este modelo es tan pequeño como para ser usado en un restaurante, su precio es relativamente bajo y su construcción es sencilla. Posee una banda transportadora la cual recibe a la pupusa y la mantiene en movimiento mientras se cocinan en el horno.

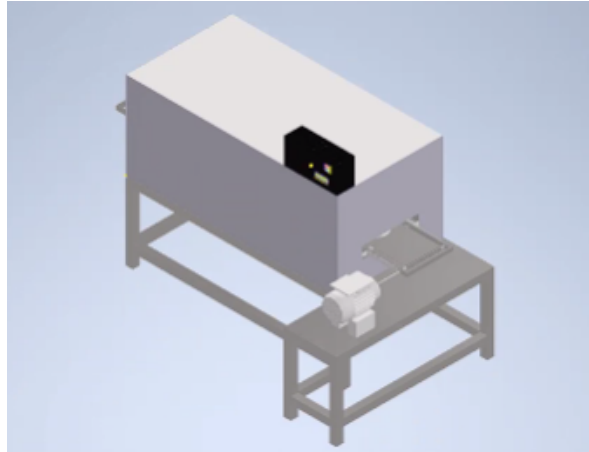


Figura 4. CAD del horno.

2.6. Diseño para fabricación

En esta sección se establecieron los parámetros de fabricación de cada una de las piezas seleccionadas para el diseño de la máquina. Se realizaron tablas donde se colocan los valores para el mecanizado y acabado de cada una de las piezas. De esta manera se obtuvo un aproximado del precio que conlleva la fabricación de cada uno de los componentes de la máquina para la elaboración de pupusas.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. Reporte de Diseño

El sistema general del diseño de la máquina para elaborar pupusas está compuesto por: las tolvas donde se colocan los ingredientes, el extrusor donde se unifican la masa y el relleno, el cilindro neumático dónde se da forma y sellado a la pupusa y el horno dónde se cocina la misma. Con este diseño se mejora el tiempo de producción de pupusas y se automatiza todo el proceso evitando el trabajo y esfuerzo excesivo de mano de obra humana, lo que nos permite obtener un aproximado de 1 pupusa por minuto.

3.1.1. Tolvas

Para el diseño de las tolvas se determinaron las dos bases. A partir de eso, se designó una altura de 100 mm a cada una dando un correcto diseño. Posterior a eso, la base mayor de la tolva de la masa fue de 100 mm de lado y la de la masa de relleno de 75 mm de lado, teniendo igualmente dos cuadrados en la parte superior. Una vez obtenidas estas longitudes, se procedió a dimensionar las palas de agitación basándose en un trabajo de grado (Rincón Guerrero, 2017), donde se obtuvo las respectivas relaciones de distancias. Para el eje agitador de la tolva de relleno se determinó la velocidad que fue de 0,006m/s con lo que se procedió a determinar la velocidad angular dando un valor de 27,07 rpm. Se determinaron cálculos como; torque necesario, fuerza ejercida sobre las caras de las aspas, el radio del agitador y el esfuerzo permisible. Por otro lado, para el eje agitador de la tolva de la masa se determinó igualmente la velocidad que fue de 0,007m/s con lo que se procedió a determinar la velocidad angular dando un valor de 30 rpm. De esta forma como calculo final se encontró cada uno de los motores necesarios para los ejes.

3.1.2. Tornillo Extrusor

En el diseño del tornillo extrusor se necesitan varias dimensiones como es el paso, modulo, diámetro exterior, numero de hélices y largo total. Para obtener estos valores se basó en lo establecido por el investigador Soviético Savgordny en 1973 (Paredes Lozano, 2013) donde a partir del diámetro del huesillo del tornillo y la longitud total se obtienen todas estas dimensiones ya mencionadas. Como diámetro del huesillo se estableció que medirá aproximadamente 3,2 cm, y el largo total del tornillo será 30 cm, valores que se basan en los requerimientos del cliente donde se debe cumplir que la máquina sea de tal tamaño que pueda ser utilizada en un restaurante. A partir de esto se diseñó el canal del tornillo, donde se obtuvo

el área del mismo. Después, partiendo de la velocidad requerida para que las pupusas lleguen al horno y sean cocinadas, se obtuvo la revoluciones por minuto, el caudal al cual se moverá la masa y por ende la potencia y torque necesario para extruir este material. Sin embargo, debido a la velocidad del horno, la cual es 0.0025m/s , se muestra que la potencia y torque del motor necesitado para extruir la masa es muy pequeño, pero no es la necesaria para mover el tornillo como tal, por esta razón se calculó la potencia necesaria para mover el peso del tornillo obteniendo así un nuevo torque que permitió elegir el motor necesario.

3.1.3. Máquina de Corte y Sellado

La máquina de corte y sellado otorgara la forma circular a la masa y relleno por medio del molde con el filo cortante y el cilindro compacto o neumático. Este mecanismo tendrá a su vez un sistema de expulsión usando resortes el cual no permitirá que se quede incrustada la pupusa o se produzca aglutinamiento de la masa y el relleno. La fuerza necesaria para realizar el corte es 1.285 [kgf] , además se calcula la presión requerida para la acción de corte de la masa y relleno con el fin de seleccionar el cilindro neumático que cumpla con los requerimientos de diseño que se establezcan por medio de los resultados calculados.

3.1.4. Horno

Para la sección del horno se inicia por determinar la cantidad de calor que deben proporcionar las resistencias eléctricas. Este valor puede obtenerse del balance de energía que existe en el sistema. Para este balance se toma en cuenta la transferencia de calor por convección forzada, convección natural y radiación. Además, es necesario considerar el calor sensible del alimento y la energía necesaria para elevar la temperatura del aire y otros componentes del horno. Una vez obtenido el valor de la resistencia eléctrica se procede a la búsqueda en catálogos de un ejemplar que satisfaga las necesidades del horno (Granda, 2016). Para determinar la temperatura requerida de cocción de la pupusa se han realizado experimentos los

cuales están detallados en la sección de experimentos en el apéndice B, los cuales arrojan un valor de temperatura igual a 200 °C.

La sección del horno también posee una banda transportadora la cual se diseñó tomando en cuenta la velocidad lineal de 0.0025 m/s. Esta velocidad es la mínima necesaria para que se produzca el proceso de cocción de una pupusa por minuto tomando en cuenta el intervalo de tiempo de horneado de 460 segundos y la longitud del horno de 1.2 metros. Además, se obtuvieron los valores de torque, potencia y revoluciones por minuto para de esta manera adecuar un motor paso a paso que cubra las necesidades de la misma (Granda, 2016).

3.2. Plan de Prueba de Prototipos

Se realiza el siguiente plan de prueba para la máquina en general. Esto con el objetivo de verificar el correcto funcionamiento y operación de la misma. Una vez realizado este plan, se realizan pruebas individuales especializadas para cada sección, las cuales están detalladas en el apéndice C.

Tabla 6. Plan prueba de prototipos de Tornillo Extrusor

N°	Criterios de Ingeniería	Consideraciones	Fecha			Verificación		Observaciones
			DD	MM	AA	Ok	Rev.	
1	Costos	Cumplimiento de Presupuesto						
2	Facilidad de Uso	Facilidad de uso de la máquina para producir pupusas						
3	Cumplimiento de la Norma	La máquina está diseñada y construida bajo los estándares de la norma FDA.						
4	Calidad de Producto terminado	La pupusa producida por la máquina cumple con las cantidades de masa y relleno, y la cocción deseada.						
5	Velocidad de Producción	La máquina produce 1 pupusa por minuto.						
6	Diseño Innovador	El diseño es innovador y motiva a los restaurantes a adquirir la máquina.						

3.3. Seguridad a Través del Diseño

- Los riesgos que pueden ocurrir en el sistema son:

Materia prima adquirida sin seguimiento de la norma.

Impacto: ocasiona el incumplimiento de normas requeridas en países extranjeros.

Estrategia de gestión: Adquirir los materiales designados en la norma.

- Mala selección de materiales para banda transportadora del horno.

Impacto: pueden producir intoxicación a los consumidores.

Estrategia de gestión: Utilizar acero inoxidable de grado alimenticio.

- Cálculos erróneos de transferencia de calor en el horno

Impacto: producen una cocción deficiente en la pupusa.

Estrategia de gestión: Realizar experimentos para obtener propiedades y datos reales.

Además, realizar simulaciones para corroborar datos

- Descoordinación de velocidades entre tornillo extrusor y banda transportadora

Impacto: el producto final se extruye a una velocidad diferente, lo que crea un desfase con la banda.

Estrategia de gestión: diseñar de forma correcta el tornillo extrusor para que la masa salga de forma continua y agregar sensor de pesaje.

- Mal dimensionamiento en el molde de corte y sellado.

Impacto: produce deformaciones en las pupusas.

Estrategia de gestión: Calcular y diseñar el molde para el corte y sellado siguiendo las recomendaciones del libro Shigley de diseño para elementos sometidos a compresión.

- No realizar experimentos para confirmar los resultados calculados

Impacto: producen inconsistencias en el diseño de la máquina.

Estrategia de gestión: En el diagrama de Gantt se establecerán las fechas para realizar experimentos que comprueben los resultados teóricos. Dar seguimiento de los experimentos realizados.

- Incumplimiento de los requerimientos presentados por el cliente

Impacto: inconformidad del cliente, demora en producción.

Estrategia de gestión: Reuniones con José Larín antes de tomar cualquier decisión en el proyecto para que esté al tanto y acepte o sugiera cambios en cada entregable.

- Mala Utilización de la máquina Automática para realizar pupusas

Impacto: Accidentes o lesiones en el personal

Estrategia de gestión: Utilizar el equipo de protección necesario, establecer señalética y capacitar al personal.

3.4. Resultados, Discusión y Conclusiones

Tolva

Dimensionamiento:

Al realizar los cálculos del diseño de las tolvas, se tiene los siguientes resultados:

Tabla 7. Dimensionamiento de la tolva relleno y masa.

TOLVA RELLENO Y MASA			
Base mayor	75 mm	Base mayor	100 mm
Base menor	30 mm	Base menor	40 mm
Altura	100 mm	Altura	100 mm

Se puede observar el dimensionamiento de las tolvas para el relleno y la masa de las pupusas. Para esto, se estableció la longitud de las palas de agitación teniendo en cuenta lo que el cliente deseaba, lo cual era mover la masa y el relleno para generar una pupusa por minuto.

Ejes agitadores

Al realizar los cálculos de diseño, se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 8. Cálculos obtenidos del eje agitador para la tolva de la masa y relleno.

EJE AGITADOR MASA		EJE AGITADOR RELLENO	
Q	$57,75 \frac{cm^3}{min}$	Q	$47.19 \frac{cm^3}{min}$
Vf	$0,007 \frac{m}{s}$	Vf	$0,006 \frac{m}{s}$
W	30 rpm	W	27. 07 rpm
T	$2,2 * 10^{-7} Nm$	T	$1.59 * 10^{-7} Nm$
P	$2,05 * 10^{-6} W$	P	$9.03 * 10^{-7} W$

Palas de agitación

Se obtuvieron las siguientes dimensiones para las palas de agitación. Cabe recalcar que estas son las mismas para la tolva de relleno como para la de la masa.

Tabla 9. Dimensionamiento palas de agitación.

PALAS DE AGITACION	
Da	1,33 cm
E	1,33 cm
W	0,266 cm
L	0,3325 cm

Simulación

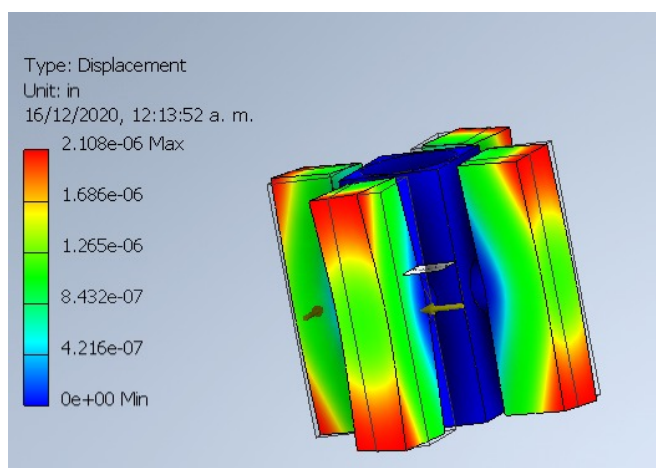


Figura 5. Simulación palas de agitación

Tornillo Extrusor

Para el tornillo extrusor los cálculos más importantes que se realizaron fueron de dimensionamiento, potencia y torque, para encontrar el motor que moverá al mismo. A partir de esto se obtuvo los siguientes resultados:

Tabla 10. *Tornillo Extrusor Resultados*

Tornillo Extrusor	
Cálculo Realizado	Resultado
Paso del Tornillo	$t = 51 \text{ mm}$
Modulo	$M = 0.016$
Diámetro Externo	$D_{\text{Tornillo}} = 0.065 \text{ m} \approx 0.07 \text{ m}$
Angulo de la hélice	$\varphi = 27^\circ$
Longitud de Trabajo	$\ell = 210 \text{ mm}$
Numero de Hélices	$\# = 6.5 \approx 6$
Área del Canalón	$S = 1.54 \times 10^{-03} \text{ m}^2$
Flujo del Canalón	$Q = 6.93 \times 10^{-06} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$

Tabla 11. *Tornillo Extrusor Resultados Potencias y Torques*

Potencias y Torques	
Cálculo Realizado	Resultado
Presión que ejerce la masa en el Tornillo	$P = 5297.4 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}$
Rpm	$\omega = 0.16 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 1.49 \text{ rpm} \approx 0.025 \text{ rps}$
Potencia a partir del flujo y presión de la masa	$2.628 \times 10^{-05} \text{ HP}$
Torque a partir del flujo y presión de la masa	$T = 0.78 \text{ N} \cdot \text{m}$
Potencia a partir del Peso del Tornillo	$HP = 2.1 \times 10^{-04} \text{ HP} \approx 0.16 \text{ W}$
Torque a partir del Peso del Tornillo	$T = 6.4 \text{ N} \cdot \text{m}$

Como se ve en las tablas anteriores los valores obtenidos para el dimensionamiento permitieron diseñar un tornillo extrusor, además, dieron las pautas para elegir el motor necesario, siendo este el motor High Torque Stepper Motors $0.72^\circ - 0.36^\circ$ (PKP) de la compañía ORIENTAL Motor.

En cuestión de las simulaciones se puede observar que tanto para el tornillo como para el motor el material dado por la norma, el acero AISI 304, es el mejor para su diseño y construcción ya que el material es resistente a todas las fuerzas aplicadas en cada sección.

Esfuerzo máximo en el tornillo

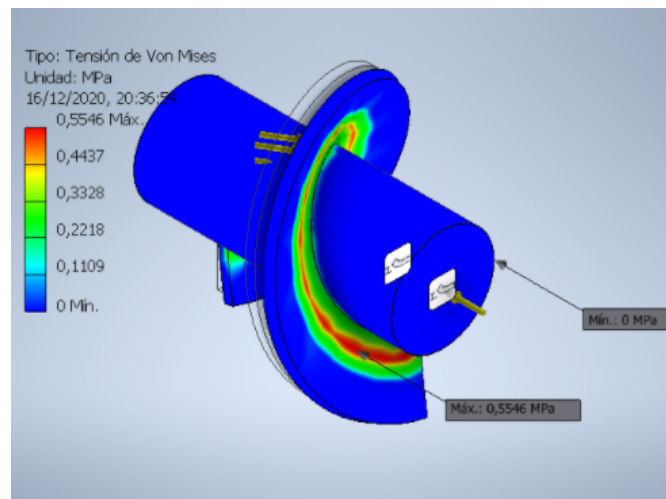


Figura 6. Esfuerzo máximo en Tornillo

Esfuerzo máximo en la boquilla de la masa

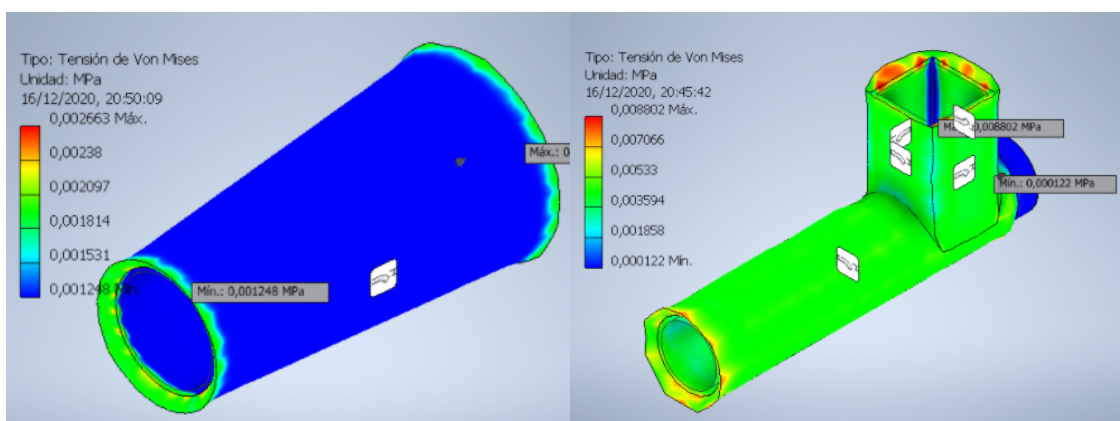


Figura 7. Esfuerzo máximo en la boquilla

Máquina de corte y sellado

De acuerdo a los datos calculados, se puede observar que las simulaciones convergen con los mismos, obteniendo así los siguientes resultados:

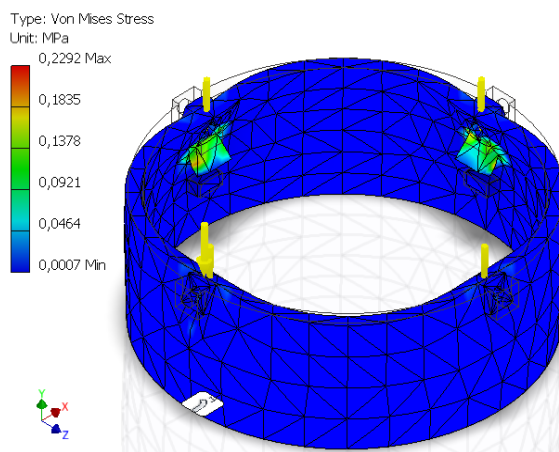


Figura 8. Simulación en Inventor del molde de corte y sellado

Tabla 12. Condiciones de simulación para el molde de corte y sellado

Esfuerzo cortante admisible	Área en cortante	Carga cortante máxima	Carga aplicada
70 [MPa]	0,00005[m ²]	5,25 [KN]	3,1 [N]

Tabla 13. Resultados de simulación para la sección de corte y sellado

Von Misses Cálculo	Von Misses Simulación
0.22 [MPa]	0.23 [MPa]

Se somete a los topos a un esfuerzo cortante, el cual consta de una fuerza perpendicular de 3.1 [N] en un área de 0.00005 [m²]. Dicha sección puede soportar la carga cortante máxima de 5.25 [KN] por lo que se encuentra dentro del rango de esfuerzo cortante admisible.

Horno

La sección de cocción de la pupusa, es decir el Horno, tiene tres parámetros importantes los cuales se detallará a continuación:

Dimensionamiento térmico:

Al realizar los cálculos de transferencia de calor en el horno mediante un balance de energía se obtuvieron los siguientes valores de calor:

Tabla 14. Calor de entrada

Calor de entrada	Cantidad [W]
Calor proporcionado por las resistencias eléctricas	3612.97
Calor sensible de la pupusa al ingresar al horno	0
Calor suministrado por el trabajo del ventilador	53

Tabla 15. Calor de salida

Calor de salida	Cantidad [W]
Calor del sistema entregado a la pupusa	1683.76
Calor sensible de la pupusa	1129.5
Calor necesario para calentar el aire y la banda	432.9
Perdidas de calor hacia el ambiente	419.81

El valor de calor necesario que debe entregar la resistencia eléctrica es de 3612.97 W. Para cubrir esta necesidad se elige una resistencia de catálogo. En este caso la resistencia elegida es la Resistencia SILANOS de 3700 W (Efinox, 2020).

Simulación

Para determinar si la selección del producto es correcta se realizan simulaciones de transferencia de calor en el software Autodesk CFD, el cual arroja los siguientes resultados:

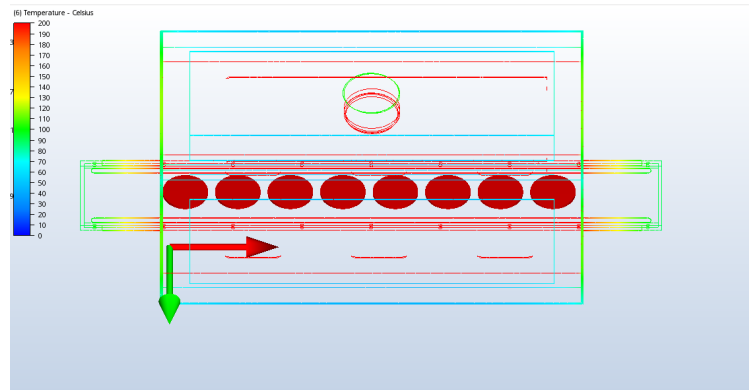


Figura 9. Temperaturas internas y externas del horno

Como se puede observar en la simulación, las pupusas y el interior del horno alcanzan temperaturas de hasta 200 °C, es decir que converge con el valor de temperatura utilizado en la sección de cálculos que dictamina una buena cocción de pupusa. Además, se puede observar que en las regiones donde se aplica el aislante térmico, la temperatura no supera los 45 °C por lo que aquí se puede observar una diferencia de 5 °C respecto al valor de temperatura externa utilizado en cálculos, el cual es de 40 °C. Esto se debe a las condiciones externas con las que se trabaja, pero a pesar de esto permanece en un rango aceptable de temperatura.

Esfuerzos y espesores

Al realizar los cálculos para determinar los espesores necesarios para las estructuras, mesas y paredes del horno se obtuvo los siguientes resultados:

Tabla 16. Dimensionamiento del horno

Dimensionamiento	[mm]
Placa delgada de la mesa	2
Dilatación térmica	2.58
Espesor de perfil cuadrado	1.5

Una vez obtenidos los valores de espesores mínimos se acude al catálogo de perfiles cuadrados para realizar la selección adecuada de soportes de la mesa. Debido a las

especificaciones del horno como es su peso de 230 kg se escoge el modelo: Tubo cuadrado soldado AISI 304 40 x 40 x 1.5 mm (Materials4me, 2020).

Por otra parte, para la placa plana de la mesa del horno se ha determinado trabajar con planchas de 2 mm de acero AISI 304 de 1.22 x 2.44 m (Materials4me, 2020).

Simulación

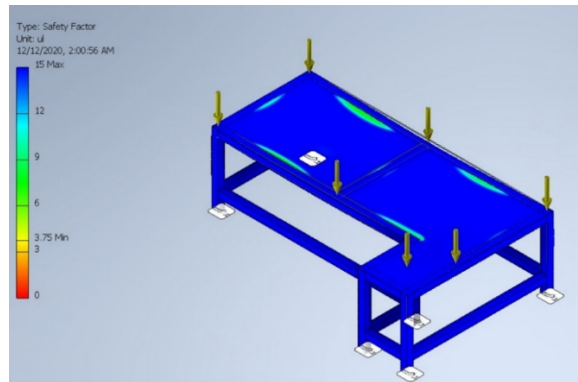


Figura 10. Simulación final de la mesa del horno

Como se puede observar en la simulación, el factor de seguridad mínimo es de 3. Difiere al teórico de 2 utilizado en la sección de cálculos debido a que el resultado obtenido de espesor fue de 1.79 metros, pero se aproximó al valor de espesor más producido por fabricantes que es 2 milímetros.

Banda transportadora

Para la elección de la malla metálica, motor y rodillos adecuados de la banda transportadora se ha obtenido los siguientes resultados que sirven como requisitos indispensables a la hora de la elección.

Tabla 17. Parámetros de selección del motor

Motor	
Potencia	0.0016 [hp]
RPM	1.2234
Frecuencia	0.02039 [Hz]

En el caso del motor, se puede observar que los valores de torque y revoluciones por minuto son muy bajos por lo que se elige un motor paso a paso. El motor en cuestión es el A200K-M599-G10 (Autoniks, 2016).

En el caso de la banda transportadora y el engranaje se escoge la banda y la rueda dentada duraflex debido a que son especializadas en el transporte para cocción de tortillas de maíz, arepas y galletas (Engineered Solutions, 2016).

Discusión

Se puede observar como las simulaciones ayudan a corroborar los cálculos aplicados dentro de todo el informe. La selección de materiales se da a partir de varios requerimientos establecidos por el cliente, además, ciertos catálogos reafirman el por qué se escoge en este caso el acero AISI 304. En cuanto a la selección de motores, el motor que se selecciona para la parte de las tolvas es pequeño por lo que se puede despreocupar el análisis de vibraciones.

Debido al material a transportar se decidió elegir un tornillo extrusor de hélice continua, de paso igual al diámetro ya que se transportará un sólido (Grover, Mishra, Clancy. 1994). Esta sección será construida con acero inoxidable de grado alimenticio AISI 304, ya que posee contacto directo con el alimento a procesar. Se tomaron en cuenta otras opciones como un pistón, pero debido al material utilizado, es decir la masa de las pupusas, se concluyó que el tornillo evitaría que la masa se seque en el proceso y permite hacer todo de forma continua, también, el tornillo permite que este proceso no tenga trabas siendo su mantenimiento es mucho más fácil y sencillo de manejar.

Con respecto a la máquina de corte y sellado, la simulación se realizó estableciendo condiciones de borde acorde a la realidad de las cargas a las que va a estar sometido cada uno de los componentes. Se realizó la simulación en el software Solidworks y se obtuvieron resultados para esfuerzo de Von Mises. En el caso del acople de motor-rodillo se añadió la

simulación para fatiga, para así establecer si el rodillo está en el rango de falla debido a la carga cíclica que resistirá.

Los resultados obtenidos en el diseño del horno han sido comparados con otros estudios similares de modelos caseros e industriales. Se puede observar que el método de balance energético para obtener los resultados es correcto ya que en trabajos como: “Diseño y simulación de un horno electrónico doméstico” de Luis Granda se aplican los mismos conceptos de transferencia de calor. En el caso antes mencionado, el calor suministrado por las resistencias es menor debido a que se trabaja en un intervalo de tiempo mayor (3600 segundos) ya que no tiene fines industriales como los del horno automático para hacer pupusas. En el horno doméstico se utilizan resistencias de 1260 Watts mientras que en el caso de estudio se usan de 3700 Watts. En los dos hornos se utiliza lana de vidrio como aislante ya que es el material con mejores propiedades para este tipo de trabajos, y acero AISI 304 para la construcción del horno.

Conclusiones

En la sección de las tolvas, ejes, palas y estructura se utilizaron conceptos de diseño mecánico y mecánica de fluidos ya que se calcularon términos como; revoluciones, velocidades, caudales, número de Reynolds, Froude y potencias para determinar motores que se adapten a las estructuras. Por un lado, el diseño mecánico se comprueba mediante las simulaciones que se hicieron en el programa Inventor en el cual se determina el material, fuerzas y presiones. Con esto, como se pueden observar en las figuras de simulaciones del apéndice B, ninguna de las estructuras excede el esfuerzo último de cada una de las piezas por lo que se sabe con certeza que ninguna estructura falla. También se toma en cuenta que, en ninguna de las simulaciones de factor de seguridad, excede el valor asumido de 2. y por último, la simulación del desplazamiento determina cuanto fluirá el material. Con respecto a los desplazamientos de cada una de las piezas, el valor es pequeño por lo que se concluye que no

va a afectar en lo absoluto al diseño y funcionamiento de la máquina. Finalmente, se calculan torques, rpm y potencias a partir del eje para la selección de motor.

El tornillo extrusor es una parte fundamental en la creación de la máquina para fabricar pupusas. Existen varios métodos para construir y diseñar este tipo de máquinas, sin embargo, basándonos en el tipo de fluido a extruir el cual es una masa con una densidad de 1.8 gramos sobre centímetros cúbicos, el diseño del tornillo se simplifica en un solo eje con un canal de dimensiones pequeñas ya que el mismo tiene que ser adaptado para cumplir con el requerimiento del cliente, el cual es que la máquina sea de dimensiones perfectas para un restaurante convencional. Por esta razón basándonos en las ecuaciones del ingeniero soviético Savgordny en 1973 (Paredes Lozano, 2013) se obtuvieron las dimensiones necesarias con las cuales también se pudo encontrar las potencias y torque del tornillo basándonos en la presión que ejerce la masa sobre él y también de acuerdo al peso que posee el tornillo como tal. De esta forma se ve que, en este caso, es necesario tomar en cuenta el peso del tornillo ya que, debido a los requerimientos del cliente, la velocidad a la que se trabajaría en la máquina es muy pequeña y si nos basamos en la presión y torque ejercidos por la masa, el motor con el cual trabajaríamos sería muy pequeño y es físicamente imposible que el mismo mueva el tornillo de acero inoxidable.

Para la sección de corte y sellado los componentes serán sometidos a cargas muy pequeñas, a excepción del acople motor-rodillo en el que es necesario un análisis de fatiga. Cada una de las piezas están sometidas a frecuencias bajas que no producirán vibraciones que dañen mecánicamente a ningún elemento del sistema. Con los resultados obtenidos por las simulaciones se determinó que las dimensiones para la estructura serán las siguientes: el espesor que permite un factor de seguridad superior o igual a 2 para la acción de corte y sellado será de 1.5 [mm] seleccionando el material AISI 304 que cumple con la norma FDA. Los perfiles deben ser soldados con material de aporte que siga la norma.

En la sección del horno se logró el objetivo principal de llegar a la temperatura deseada de 200 °C mediante la adición de una resistencia de 3700 Watts. Con esta temperatura es posible lograr el objetivo principal de la máquina el cual es producir una pupusa lista para el consumo en un minuto. Además, se logró dimensionar correctamente a la estructura que servirá como mesa o soporte del horno. Para su sección plana se utilizarán láminas de acero AISI 304 de 2 mm de espesor y en los apoyos se utilizará tubo cuadrado de 40 x 40 x 1.5 mm los cuales soportan la carga del horno. En el apartado de la banda transportadora se logró determinar el motor adecuado para que la máquina pueda operar bajo los parámetros de 8 pupusas con un peso en conjunto de 1.2 kg. El motor escogido fue el A200K-M599-G10 el cual otorga 20 Nm que son más que suficientes para el movimiento de la banda transportadora. Se logró diseñar adecuadamente un horno especializado para la cocción automática de pupusas mediante el uso de conceptos ingenieriles y software. Se cumplió con los requerimientos del cliente siguiendo un presupuesto preestablecido.

3.5. Trabajo Futuro

La máquina está seccionada en cuatro diferentes partes como se expuso en el documento. Comenzando por la parte de tolvas, ejes y palas de agitación se podrían realizar algunos cambios que mejoraran la eficiencia de la máquina. Por parte de las tolvas se intentaría cambiar las dimensiones de las bases menores para que pase mayor cantidad de masa y relleno para el tornillo extrusor. Por parte de los ejes se podría automatizarlos en forma que se pueda introducir la cantidad de revoluciones por minuto que desee la persona en caso de que quiera acelerar los procesos. Y finalmente, en las palas de agitación se podría realizar cambios de tipos de aspas en caso de que la persona desee fluidos más o menos viscosos.

En la sección del horno es posible mejorar el proceso mediante la adición de motores de mayor capacidad para que de esta manera no se transporte únicamente pupusas, sino todo tipo

de alimentos similares a este. Para esto es necesario retirar el motor paso a paso y colocar un servomotor, además, es necesario cambiar el controlador Arduino por uno más especializado en este ámbito. Los controladores más adecuados pueden ser los de la serie Compactlogix, los cuales deben ser programados mediante el software RSLogix 5000, una vez realizada la programación adecuada mediante códigos y parámetros, se procede a reemplazar el motor paso a paso por un servomotor de la serie MP de Allen-Bradley Rockwell Automation. Este motor se escoge dependiendo de los nuevos requerimientos del cliente (Villegas, 2014).

3.6. Referencias

- Arámbula Villa, G., Barrón Ávila, L., González Hernández, J., Moreno Martínez, E., & Luna
- Arduino, S. A. (2015). Arduino. *Arduino LLC*.
- Autoniks, (2016). Geared Type 5 Stepper Motor. Frame size 85 mm. Recuperado de:
www.autoniks.com
- Bandas Transportadoras, (2014). Diseño y fabricación de bandas transportadoras. España.
 Recuperado de <https://ingemecanica.com/>
- Bárceñas, G. (2001). Efecto del tiempo de cocimiento y reposo del grano de maíz (*Zea mays* L.) nixtamalizado, sobre las características fisicoquímicas, reológicas, estructurales y texturales del grano, masa y tortillas de maíz. *Archivos latinoamericanos de Nutrición*, 51(2), 187-194.
- Conti, F. (2005). *Motores paso a paso*. TECNIBOOK EDICIONES.
- Efinox, (2020). Resistencias eléctricas para hornos. Efinox. Recuperado de:
<https://www.efinox.com/resistencia-horno-3700w-230v-silanos>
- EngineeringSolutions, (2016). Catálogo de bandas transportadoras. Tipo Durafléx. Colombia. Recuperado de: <https://cambridge-es.com/products/straight-line-positive-drive-belts/duraflex>
- Gasparini Industries. (2017). *¿Cuál es el mejor acero inoxidable para la alimentación?*
- Granda, L. R., & Illanes, A. S. (2016). Diseño y simulación de un horno eléctrico Doméstico. Recuperto de <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/15184>
- Hlaváč, P., & Božiková, M. (2014). INFLUENCE OF VARIOUS FACTORS ON PANCAKE DOUGH RHEOLOGIC PROPERTIES UTICAJ RAZLIČITIH FAKTORA NA

REOLOŠKE OSOBINE TESTA ZA PALAČINKE. In *Journal on Processing and Energy in Agriculture* (Vol. 18).

Ingemecánica. (11 de diciembre de 2018). Recuperado de

<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>

Materials4me, (2020). Catálogo general de ingeniería. España. Recuperado de:

<https://es.materials4me.com/metales/acero-inoxidable/tubo-cuadrado/tubo-cuadrado-soldado-de-acero-inoxidable-calidad-1.4301-aisi-304>

Pan, Z., & Paul Singh, R. (2001). Physical and thermal properties of ground beef during cooking. *LWT - Food Science and Technology*, 34(7), 437–444. Recuperado de <https://doi.org/10.1006/fstl.2001.0762>

Rincón Guerrero, J. E. (2017). *DISEÑO DE UNA MÁQUINA MEZCLADORA, AUTOMÁTICA, DE MATERIAS PRIMAS PARA LA ELABORACIÓN DE JABONES LÍQUIDOS, SUAVIZANTES Y DESENGRASANTES INDUSTRIALES, PARA LA EMPRESA QUÍMICOS ZOREL*. Fundación Universidad de América.

ROA CETINA, B. O. (2018). ANÁLISIS AERODINÁMICO Y DE DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURA EN EL INTERIOR DE UN HORNO DE COCCIÓN ROTATORIO-GENERADA POR UN VENTILADOR DE FLUJO RADIAL.

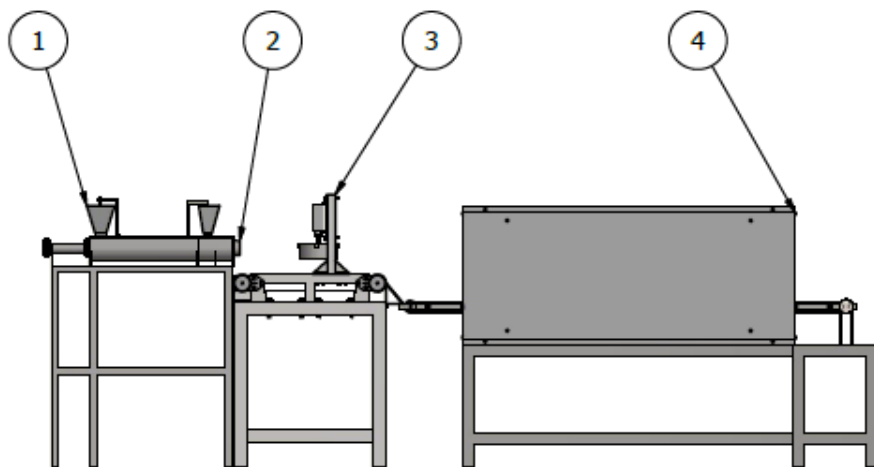
U.S. Department of Agriculture. (2019). *Cheese, mozzarella, low moisture, part-skim*. FoodData Central.

Villegas, M. V. P. (2014). Diseño de un sistema de control de posición y transporte para bandejas plásticas en una máquina dosificadora de grasa en la empresa ControlSoft. Tecnológico de La Costa.

4. Anexos


4.1. Anexo A.1: Planos de Conjunto

4.1.1. Plano de Conjunto Máquina para Elaborar Pupusas




LISTA DE SECCIONES

DESIGNACIÓN	Nº DE PARTE	OBSERVACIONES
TOLVAS	1	
TORNILLO EXTRUSOR	2	
MÁQUINA DE CORTE Y SELLADO	3	
HORNO	4	

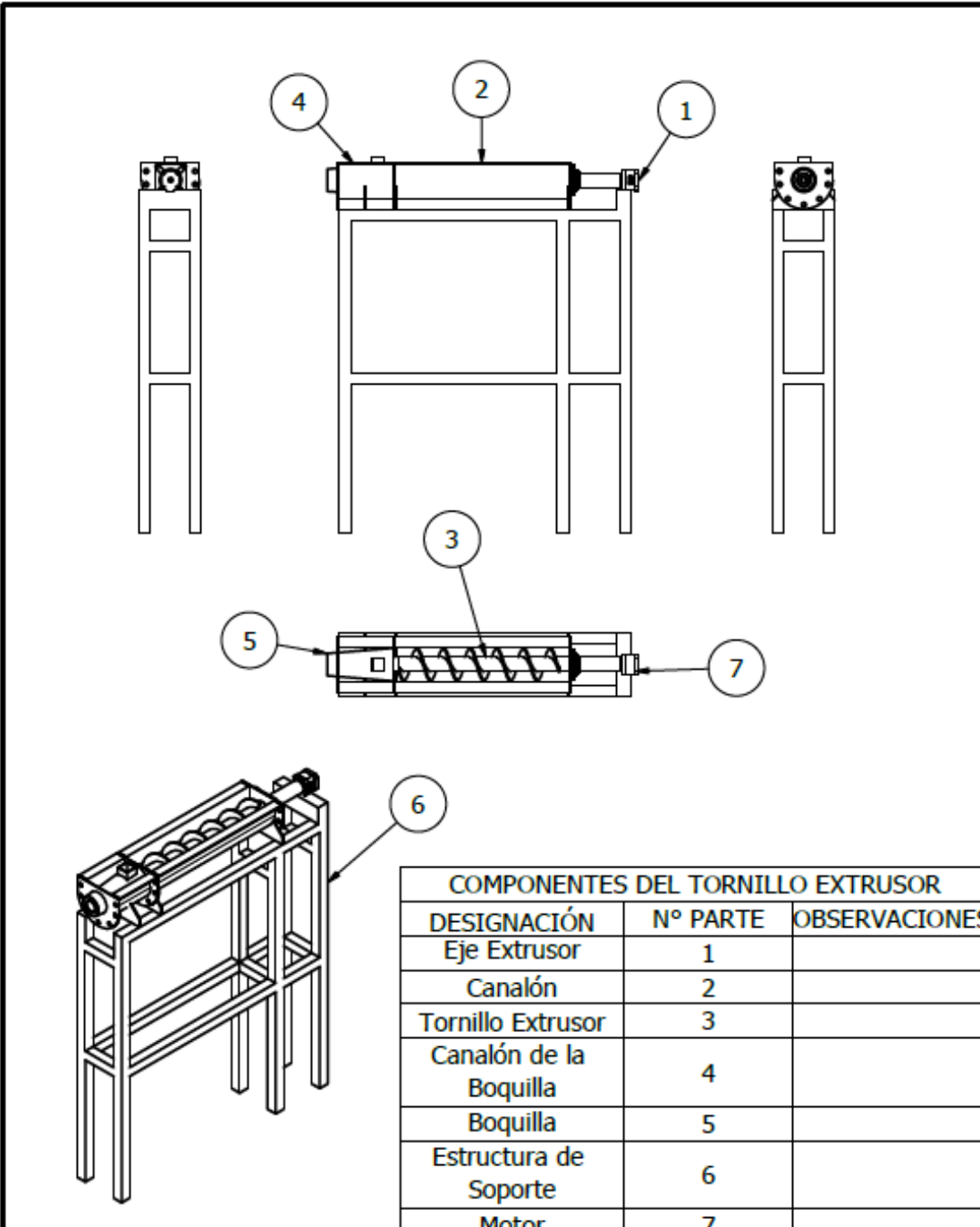
TRAT. TÉRMICO	N/A	 UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO	INGENIERÍA MECÁNICA	
RECUBRIMIENTO	N/A		DIB.	Sebastián Erazo
MATERIAL: ACERO INOX. A36	TOL. GRAL.:	DIS.	Sebastián Erazo	
	ESCALA:	REV.	Marco León	
DESIGNACIÓN: MÁQUINA GENERAL		CÓDIGO:	Nº Pag:	
		00132422	1	

4.1.2. Plano de Conjunto Tolvas


COMPONENTES DE LAS TOLVAS		
DESIGNACIÓN	Nº DE PARTE	OBSERVACIONES
TOLVA 1	1	
TOLVA 2	2	
EJE AGITADOR	3	
ASPAS DE AGITACIÓN	4	
ESTRUCTURA PALAS DE AGITACIÓN	5	

TRAT. TÉRMICO	N/A	 UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO	INGENIERÍA MECÁNICA	
RECUBRIMIENTO	N/A		DIB.	Martin Palacios
MATERIAL: ACERO INOX. A36		TOL. GRAL.: ± 0,2	DIS.	Martin Palacios
		ESCALA: 1:5	REV.	Marco León
DESIGNACIÓN: TOLVAS			CÓDIGO: 00131931	Nº Pag: 2

4.1.3. Plano de Conjunto Tornillo Extrusor



COMPONENTES DEL TORNILLO EXTRUSOR		
DESIGNACIÓN	Nº PARTE	OBSERVACIONES
Eje Extrusor	1	
Canalón	2	
Tornillo Extrusor	3	
Canalón de la Boquilla	4	
Boquilla	5	
Estructura de Soporte	6	
Motor	7	


TRAT. TÉRMICO	N/A		 UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO	INGENIERÍA MECÁNICA	
RECUBRIMIENTO	N/A			DIB.	Renata Cabrera
MATERIAL: ACERO INOX. AISI 306	TOL. GRAL.:	± 0,2	DIS.	Renata Cabrera	
	ESCALA:	1 : 12	REV.	Marco León	
DESIGNACIÓN: Tornillo Extrusor			CÓDIGO:	00125878	Nº Pág: 3

4.1.4. Plano de Conjunto Máquina de corte y Sellado

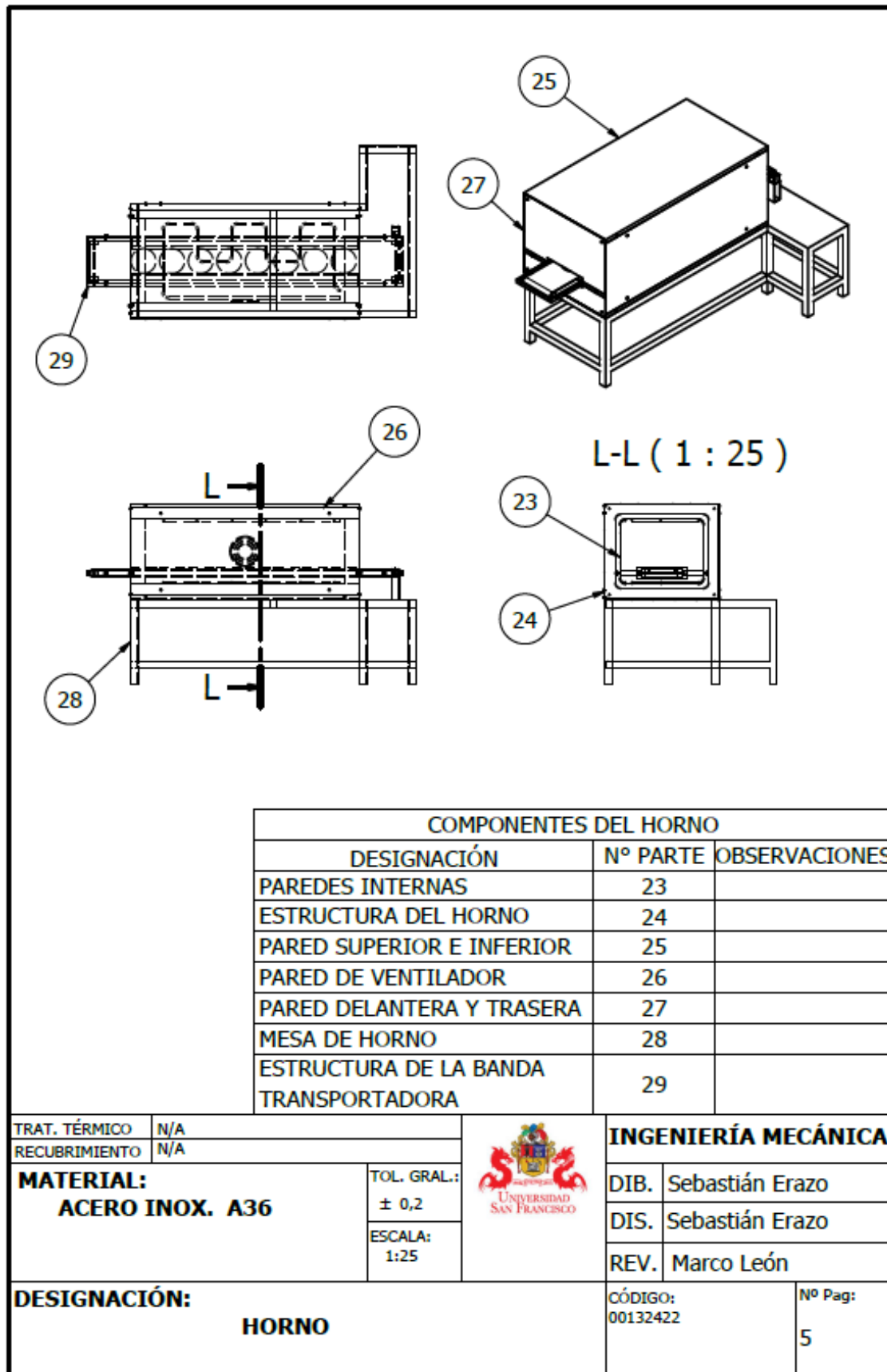
Corte L-L

Corte M-M

COMPONENTES DE MÁQUINA CORTE Y SELLADO		
DESIGNACIÓN	Nº PARTE	OBSERVACIONES
ACOPLE 1 MOTOR-RODILLO	10	
ACOPLE 2 MOTOR-RODILLO	11	
CHAVETA	12	
ESTRUCTURA PRINCIPAL	13	
ESTRUCTURA BANDA	14	
ESTRUCTURA CILINDRO NEUMÁTICO	15	
MOLDE	16	
PLANCHA APLASTAMIENTO	17	
PLANCHA DESLIZAMIENTO	18	
SOPORTE CILINDRO NEUMÁTICO	19	
SOPORTE MOTOR	20	
TAPA INFERIOR	21	
TAPA SUPERIOR	22	

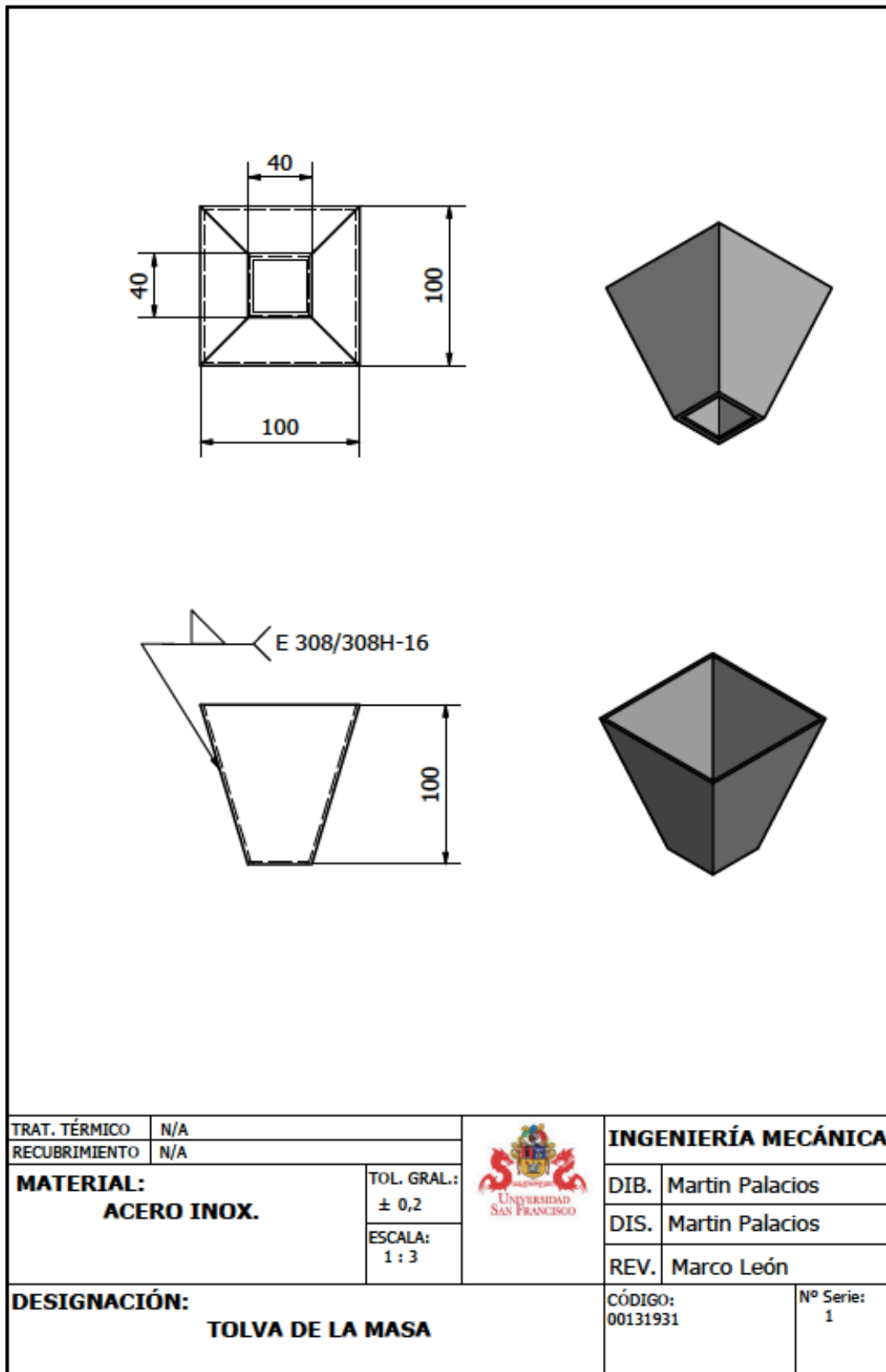
TRAT. TÉRMICO	N/A	 UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO	INGENIERÍA MECÁNICA	
RECUBRIMIENTO	N/A		DIB.	Luis Quilumba
MATERIAL: ACERO INOX. AISI 304		TOL. GRAL.:	DIS.	Luis Quilumba
		ESCALA:	REV.	Marco León
DESIGNACIÓN: Corte y sellado			CÓDIGO:	Nº Pág:
			00118094	4

4.1.5. Plano de Conjunto Horno

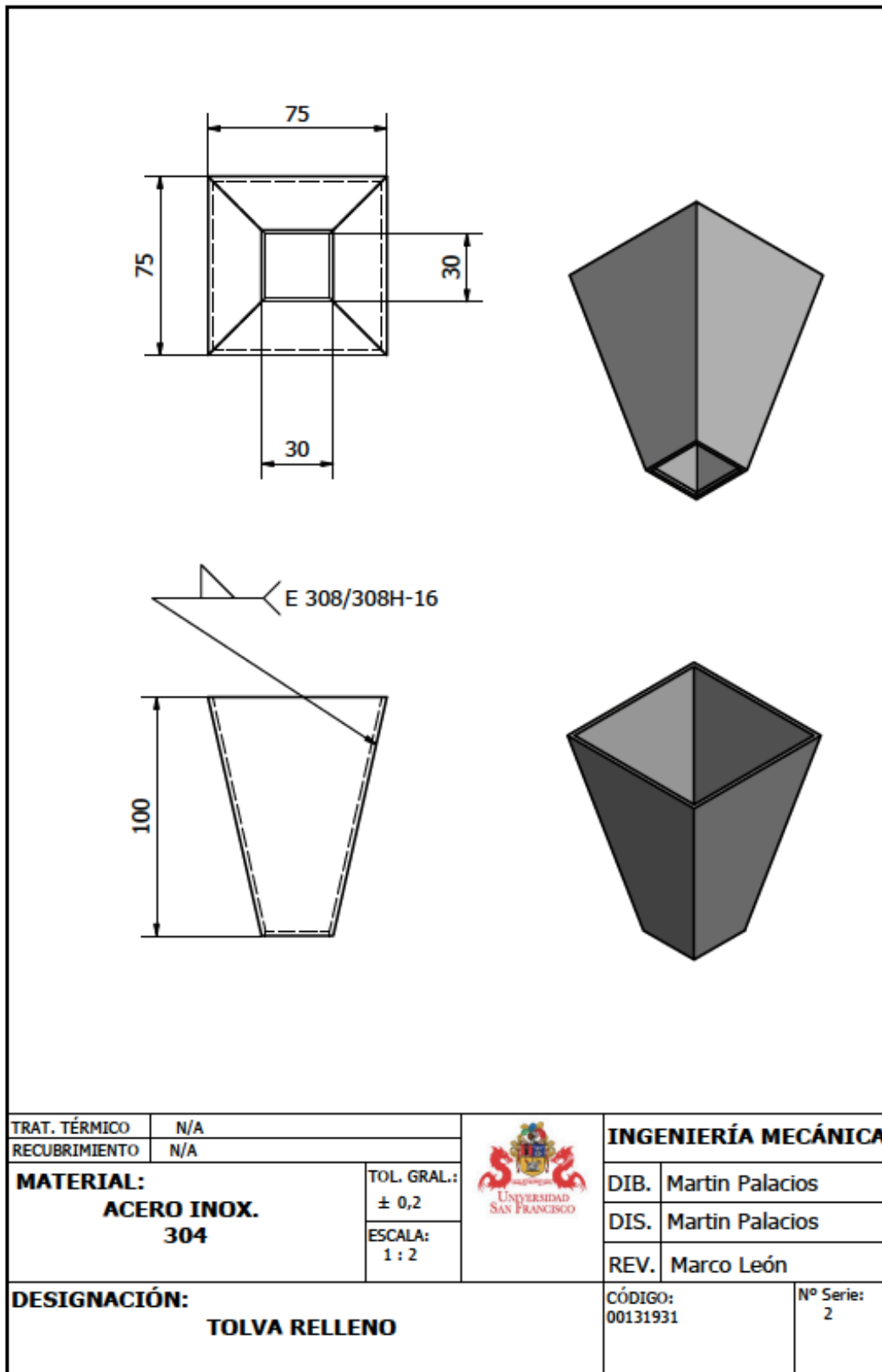


4.2. Anexo A.2: Planos del Diseño

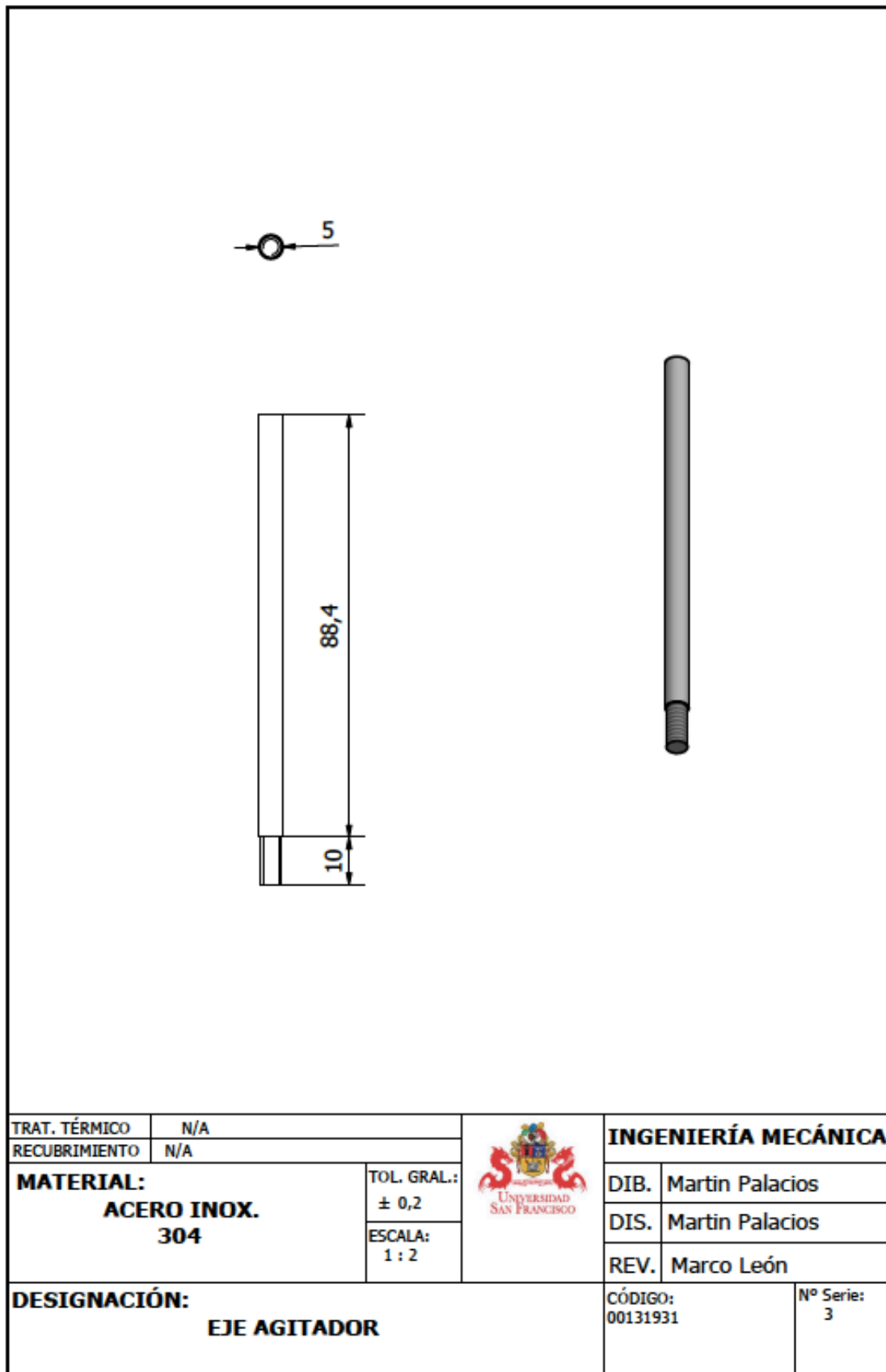
4.2.1. Plano de diseño de la tolva para la masa de la pupusa.



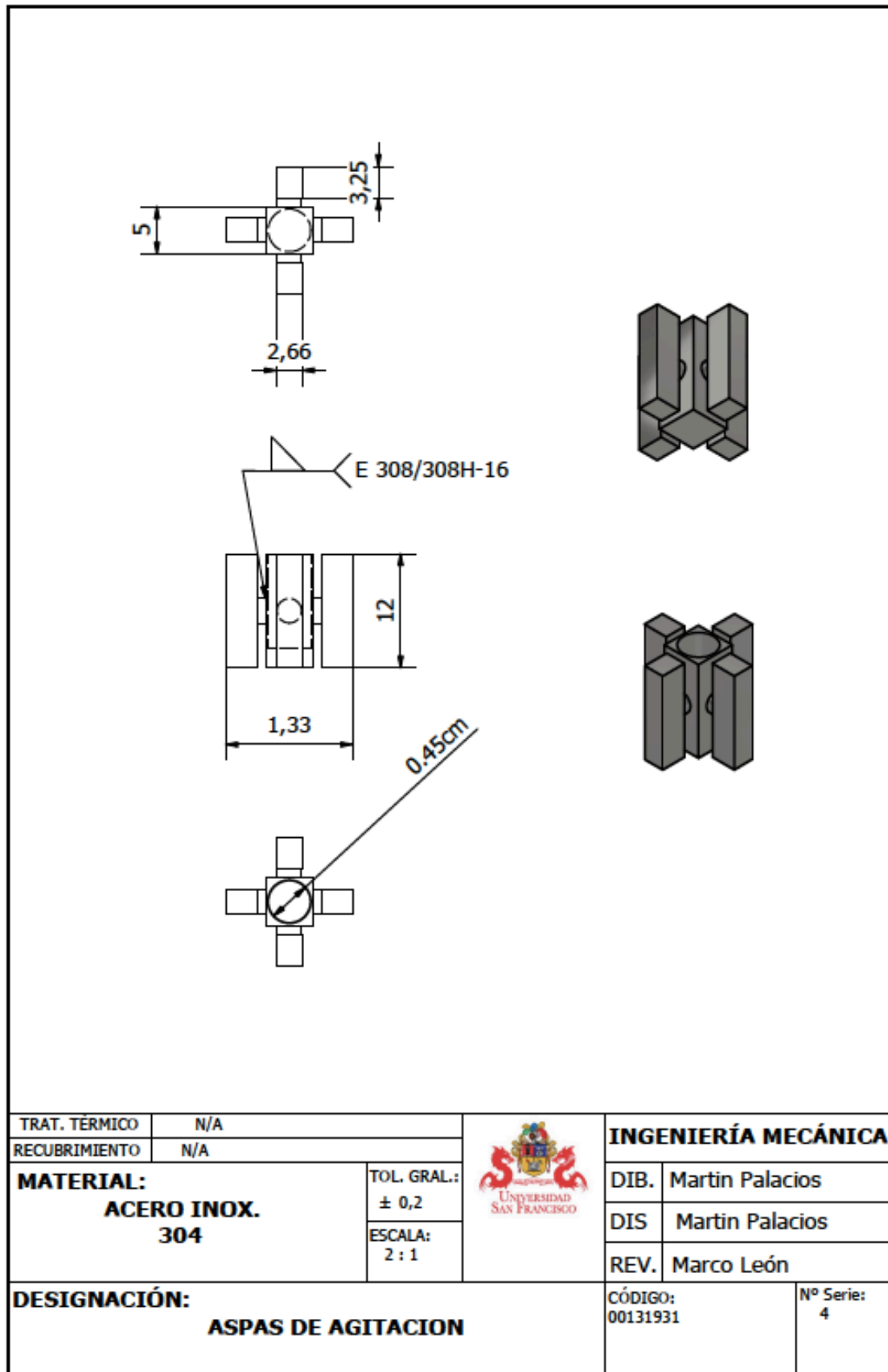
4.2.2. Plano de diseño de la tolva para el relleno de la pupusa.



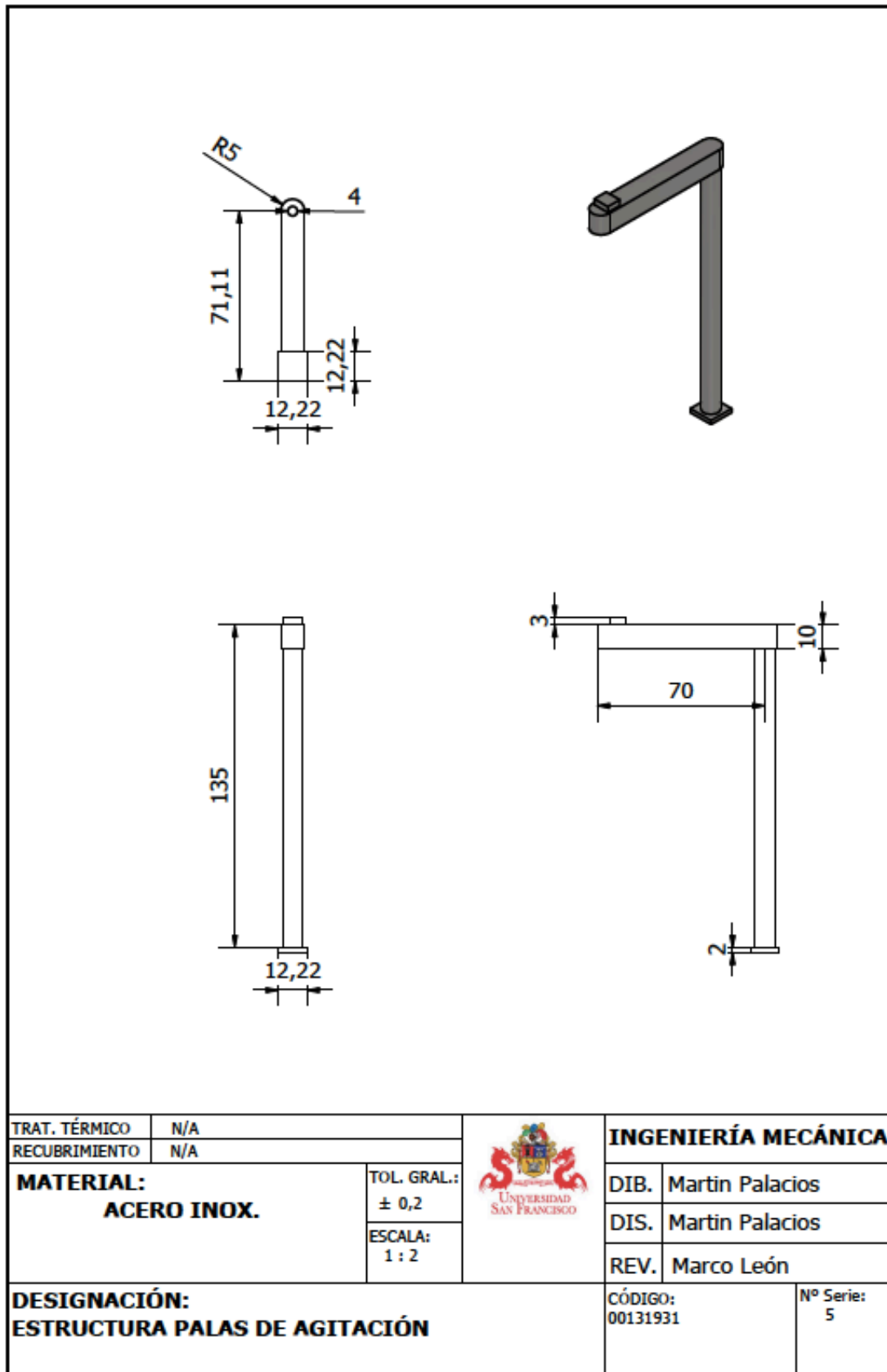
4.2.3. Plano de diseño del eje agitador.



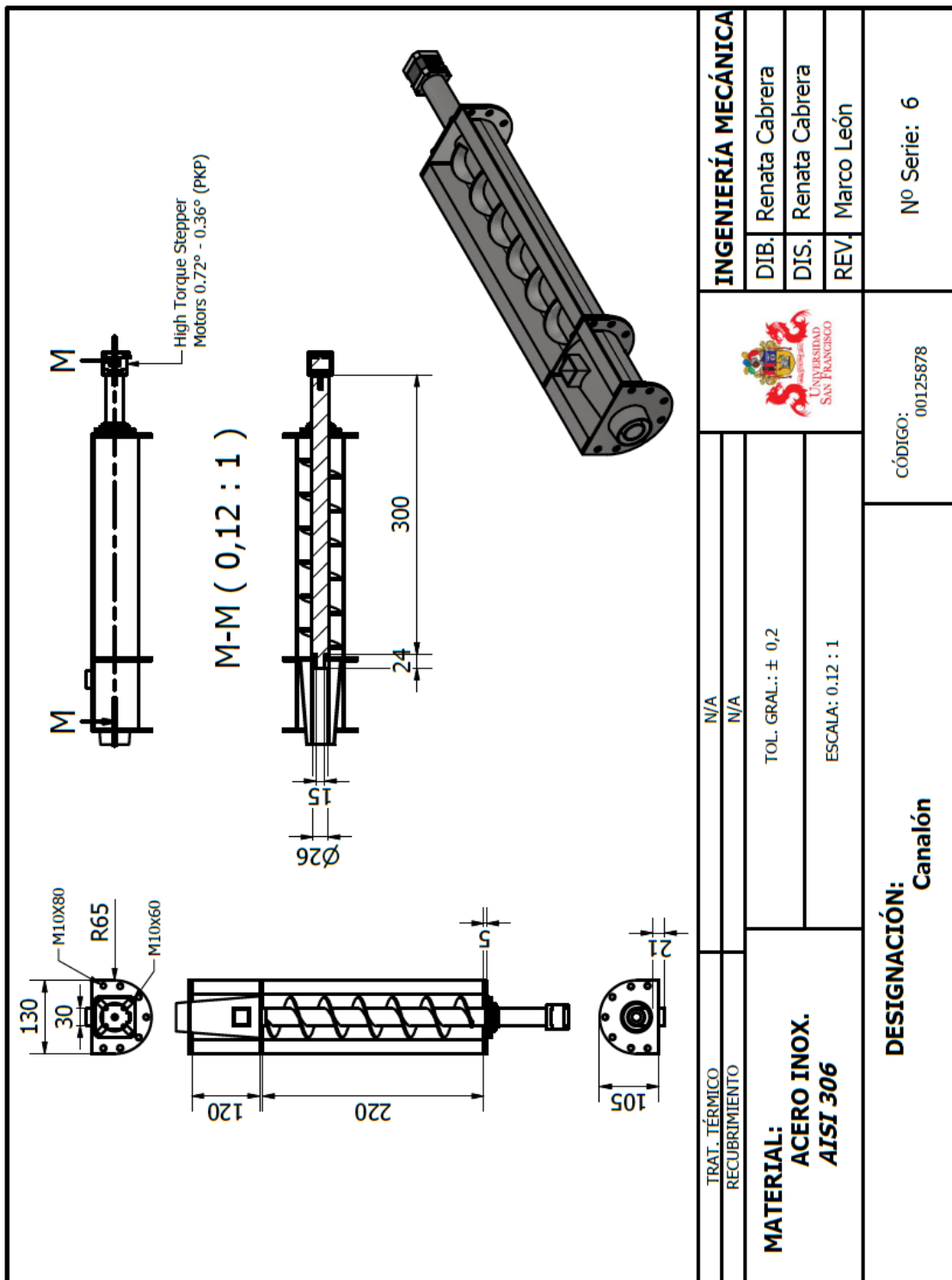
4.2.4. Plano de diseño de las palas de agitación.




4.2.5. Plano de diseño de la estructura para el eje agitador.

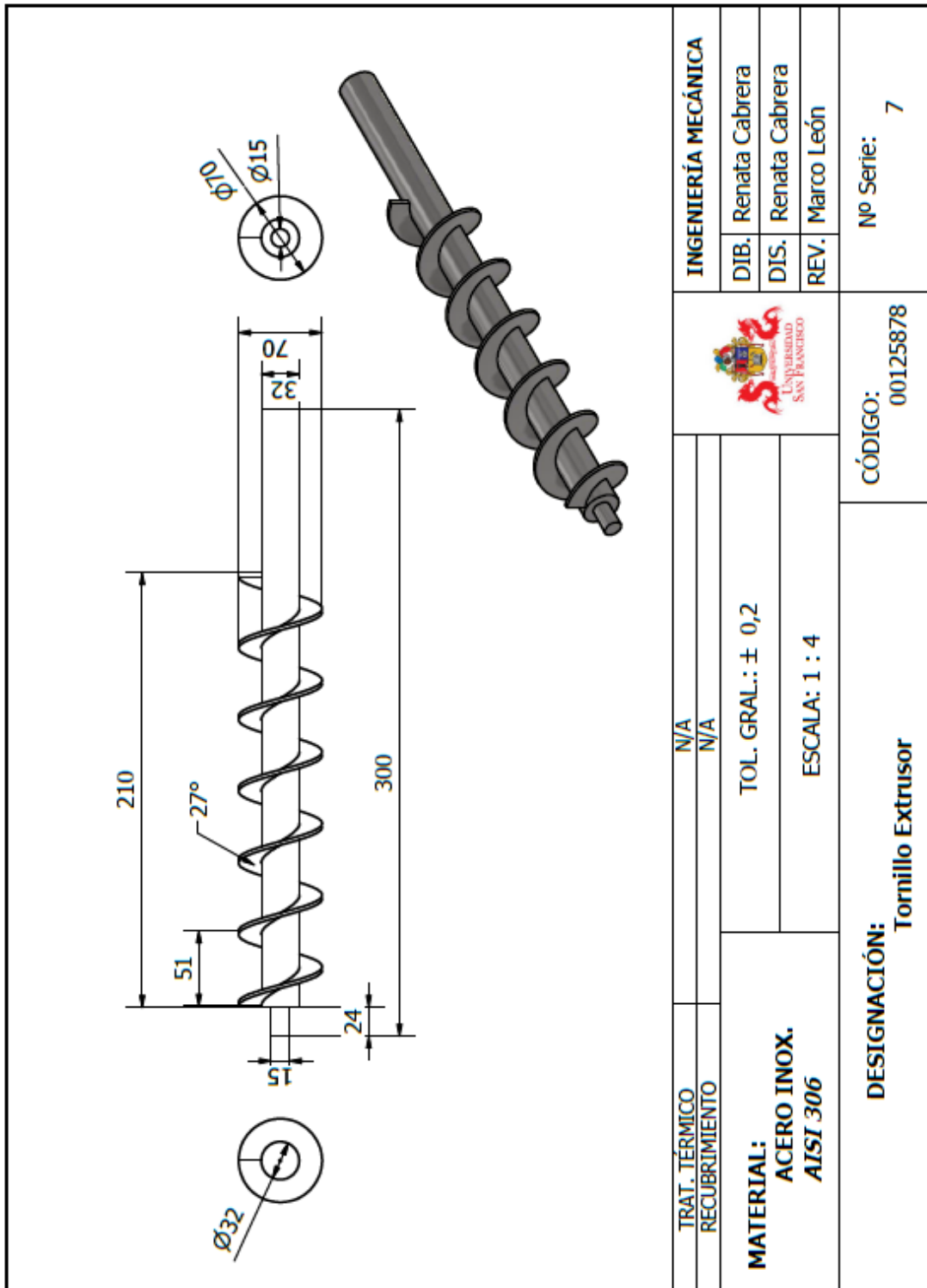


4.2.6. Plano de diseño del Canalón

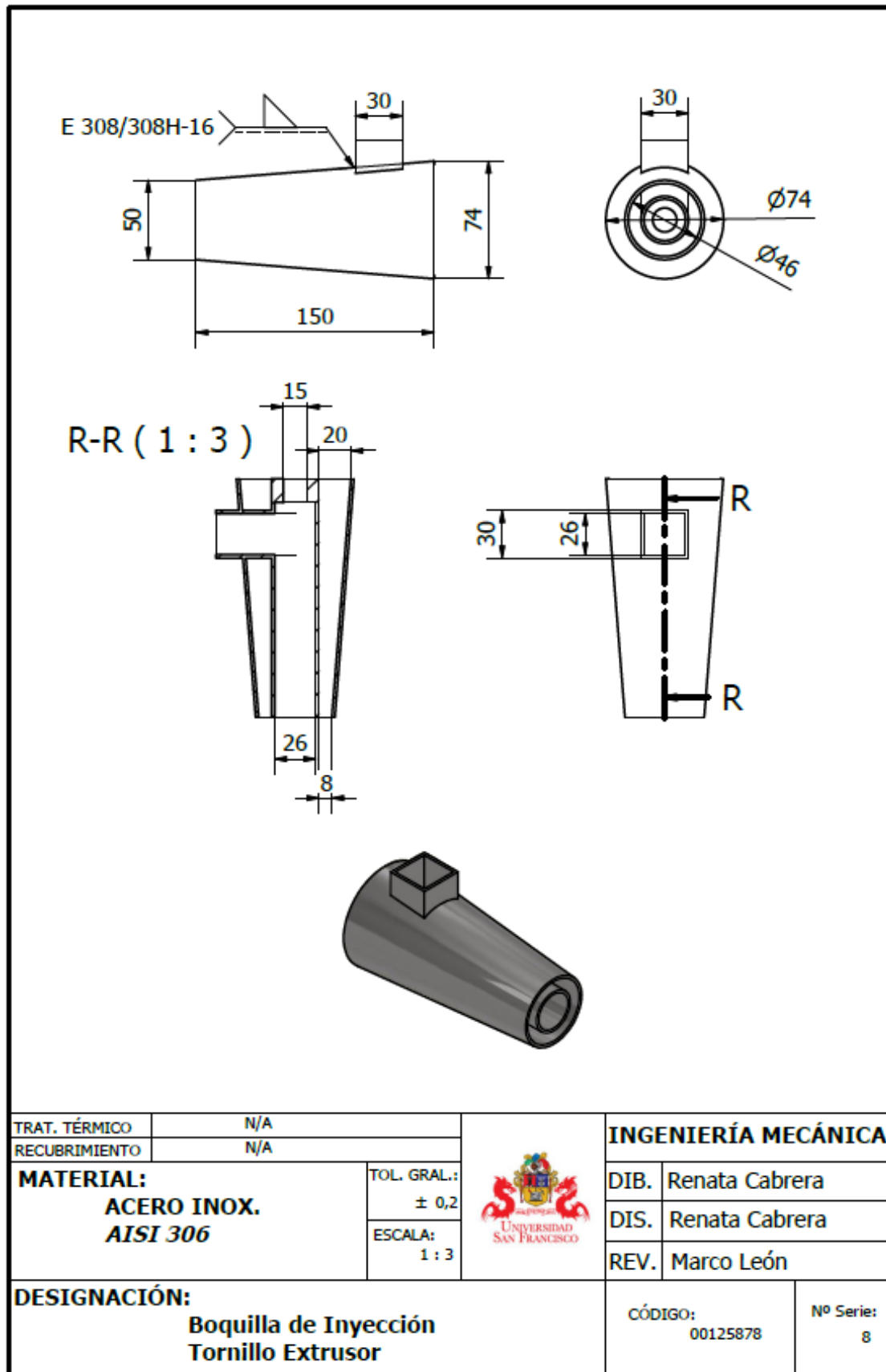


INGENIERÍA MECÁNICA			DIB. Renata Cabrera DIS. Renata Cabrera REV. Marco León	Nº Serie: 6
TRAT. TÉRMICO	N/A			
RECUBRIMIENTO	N/A			
MATERIAL: ACERO INOX. AISI 306		TOL. GRAL.: ± 0,2 ESCALA: 0.12 : 1		CÓDIGO: 00125878
DESIGNACIÓN: Canalón				

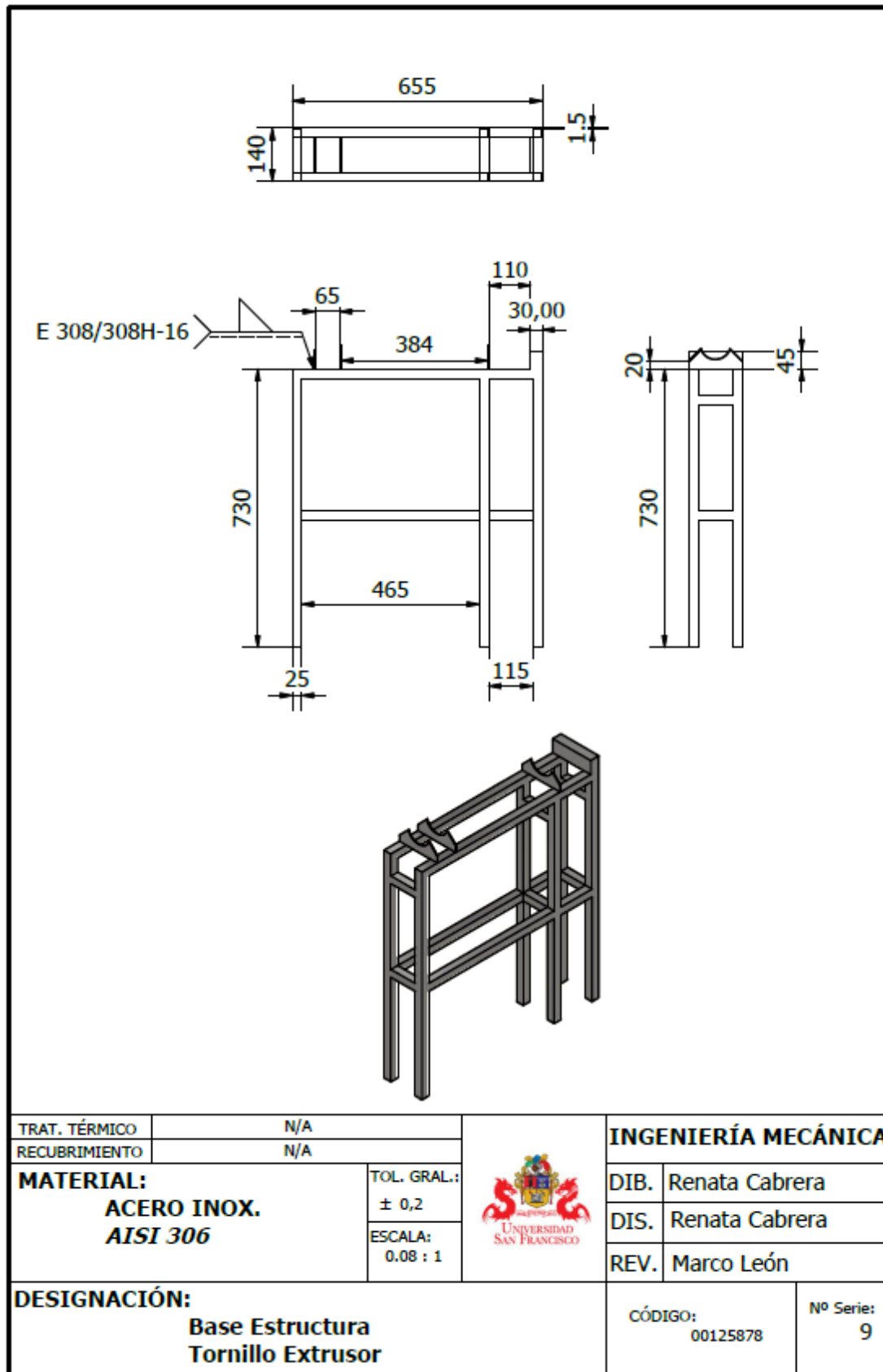
4.2.7. Plano de diseño del Tornillo Extrusor



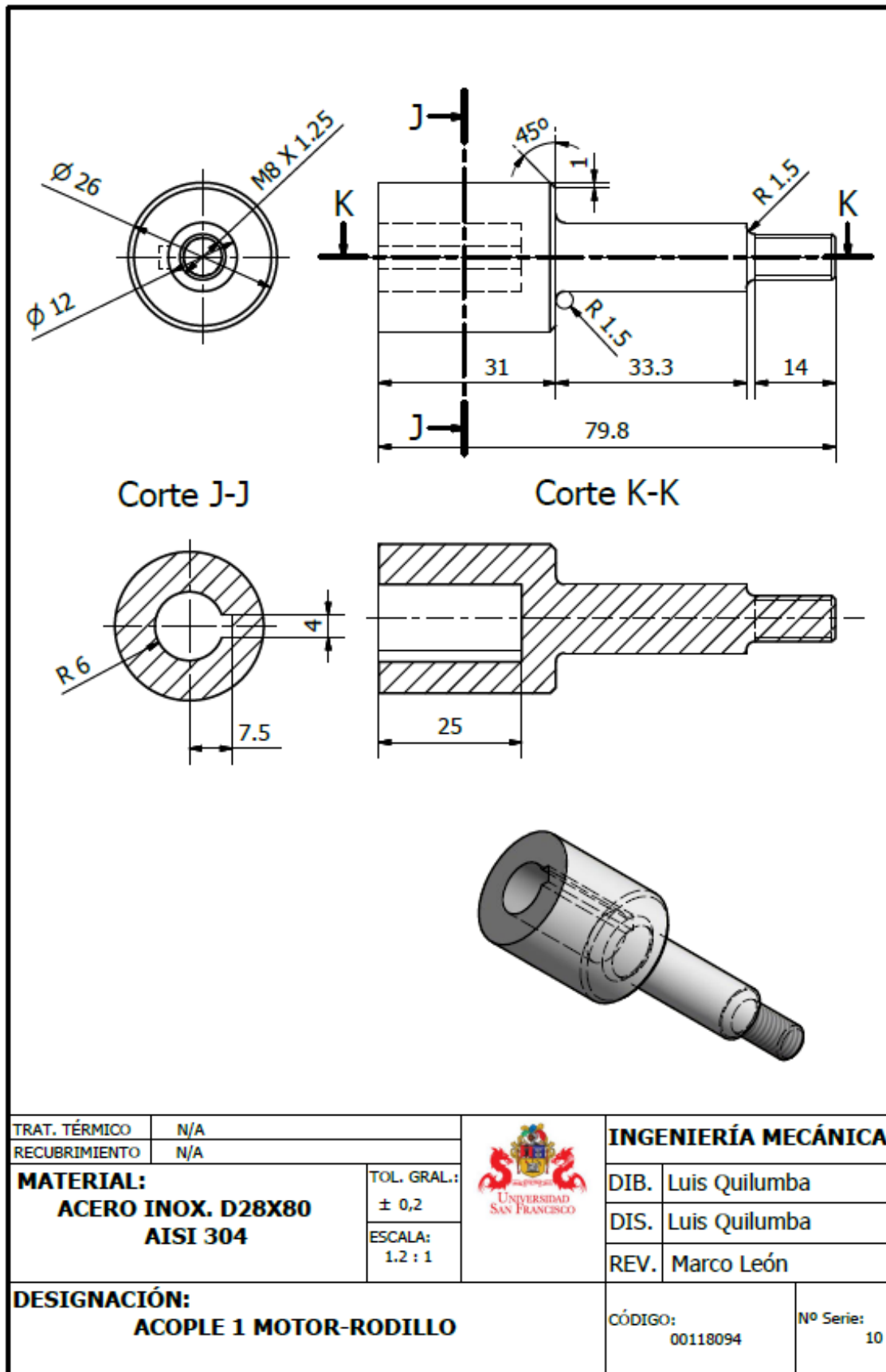
4.2.8. Plano de diseño de la Boquilla



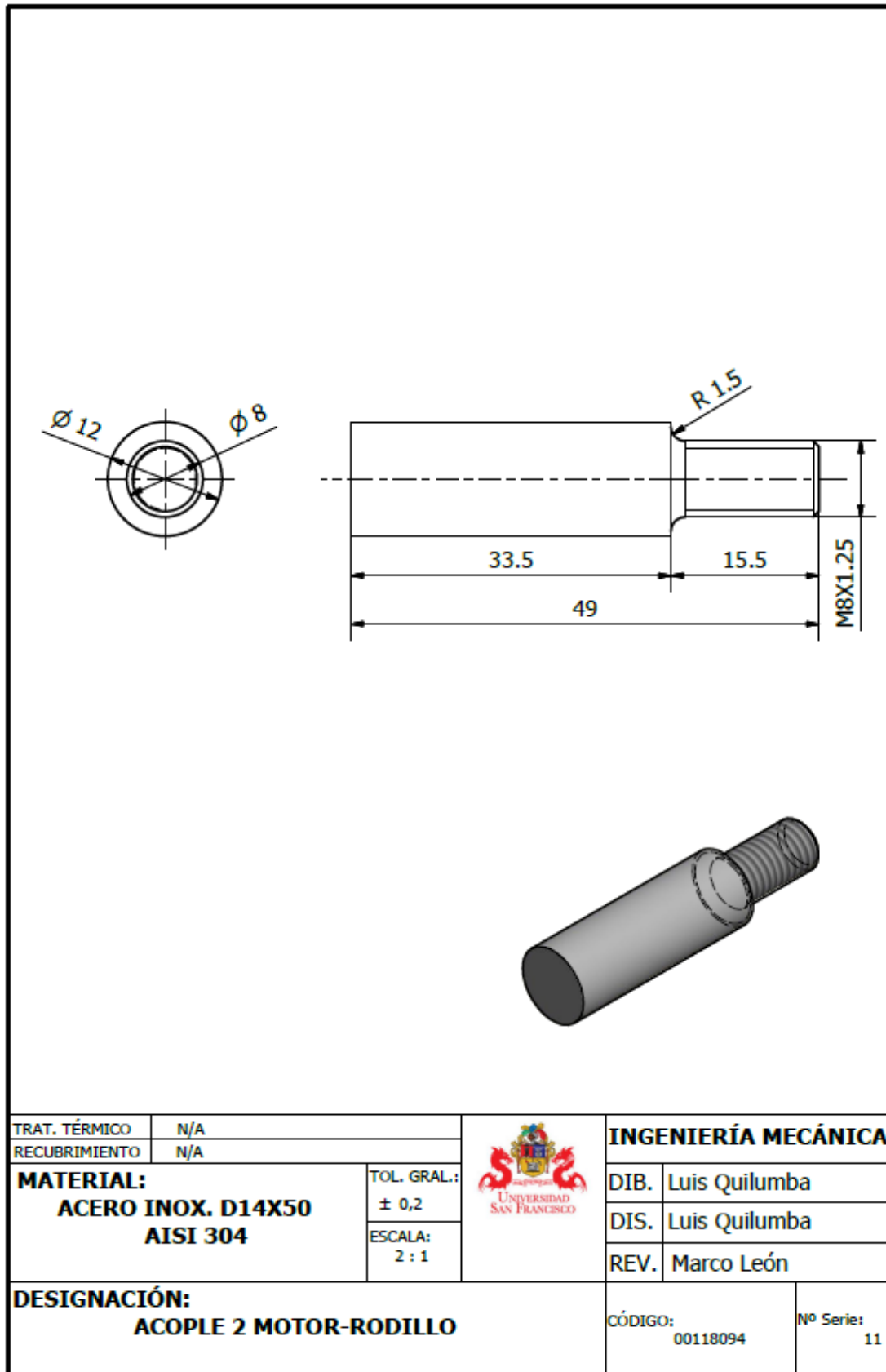
4.2.9. Plano de diseño de la Estructura Tornillo Extrusor



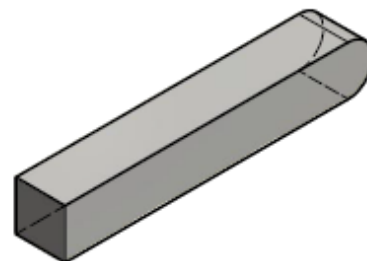
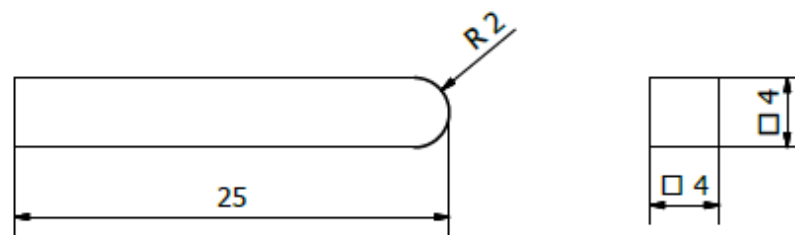
4.2.10. Plano de diseño del Acople 1 motor-rodillo




4.2.11. Plano de diseño del Acople 2 motor-rodillo

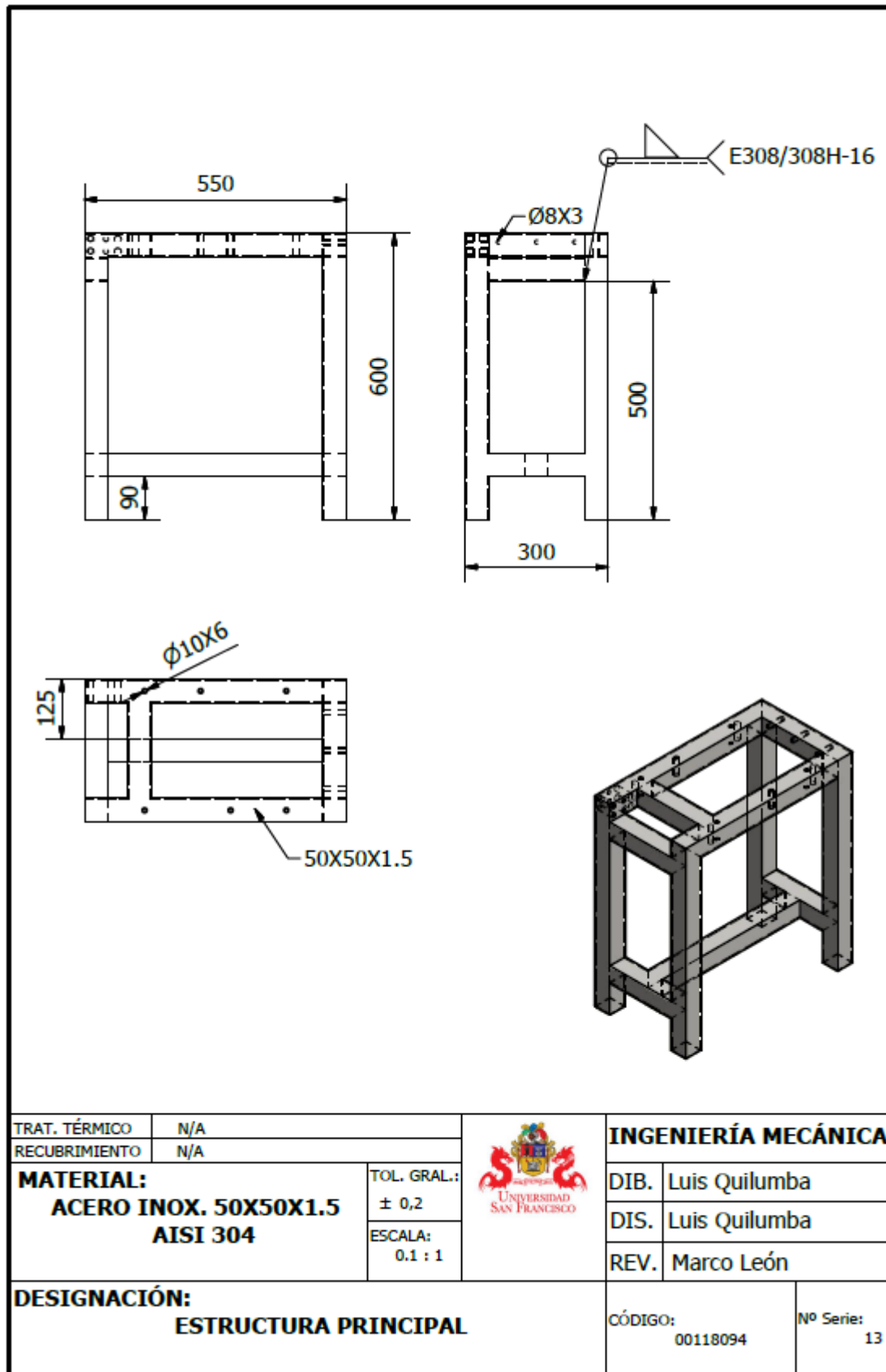


4.2.12. Plano de diseño de Chaveta

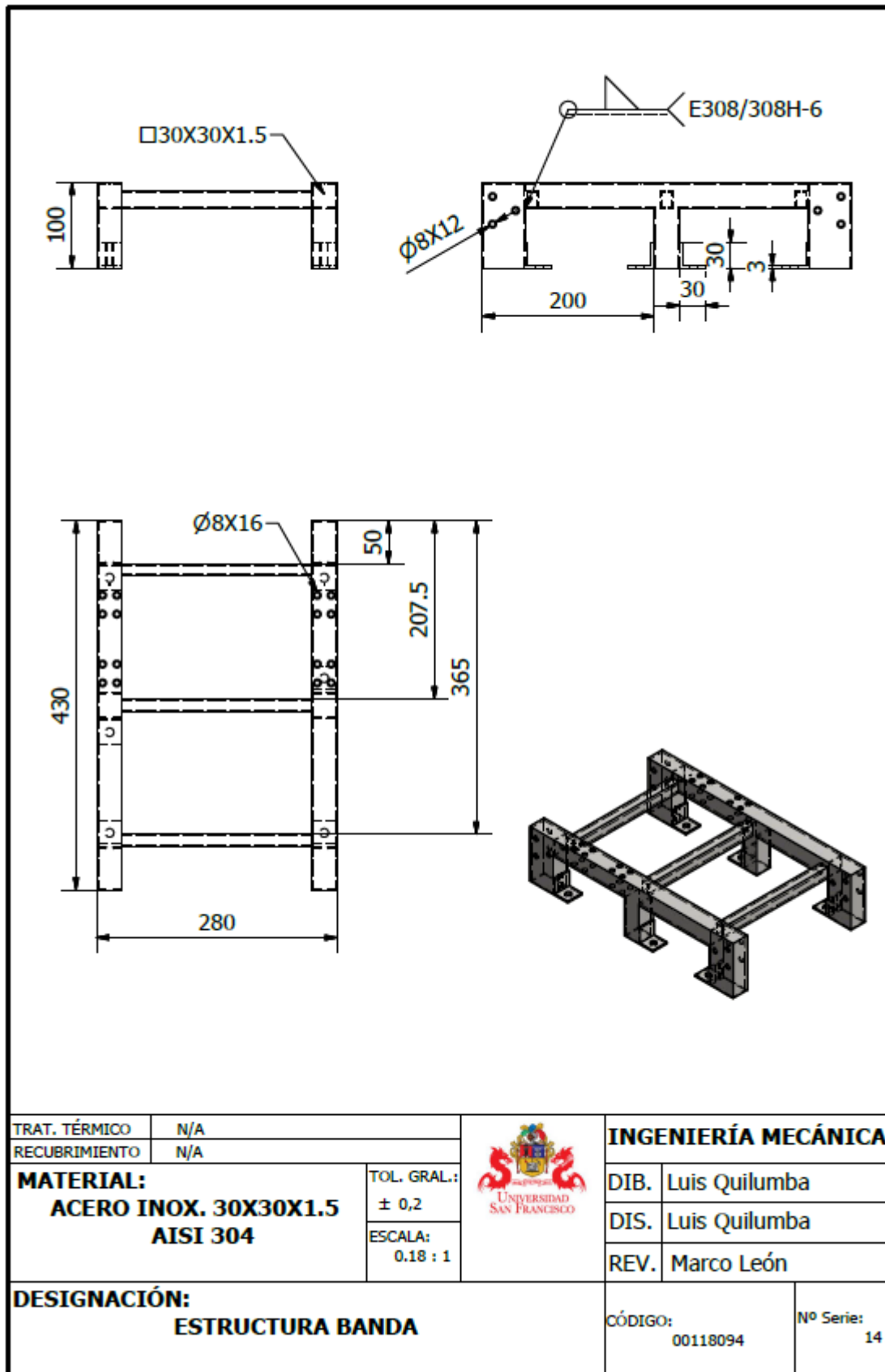


TRAT. TÉRMICO	N/A	 UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO	INGENIERÍA MECÁNICA	
RECUBRIMIENTO	N/A		DIB.	Luis Quilumba
MATERIAL: ACERO INOX. AISI 304	TOL. GRAL.:	DIS.	Luis Quilumba	
	ESCALA:	REV.	Marco León	
	± 0,2			
	3 : 1			
DESIGNACIÓN: CHAVETA		CÓDIGO:	Nº Serie:	
		00118094	12	

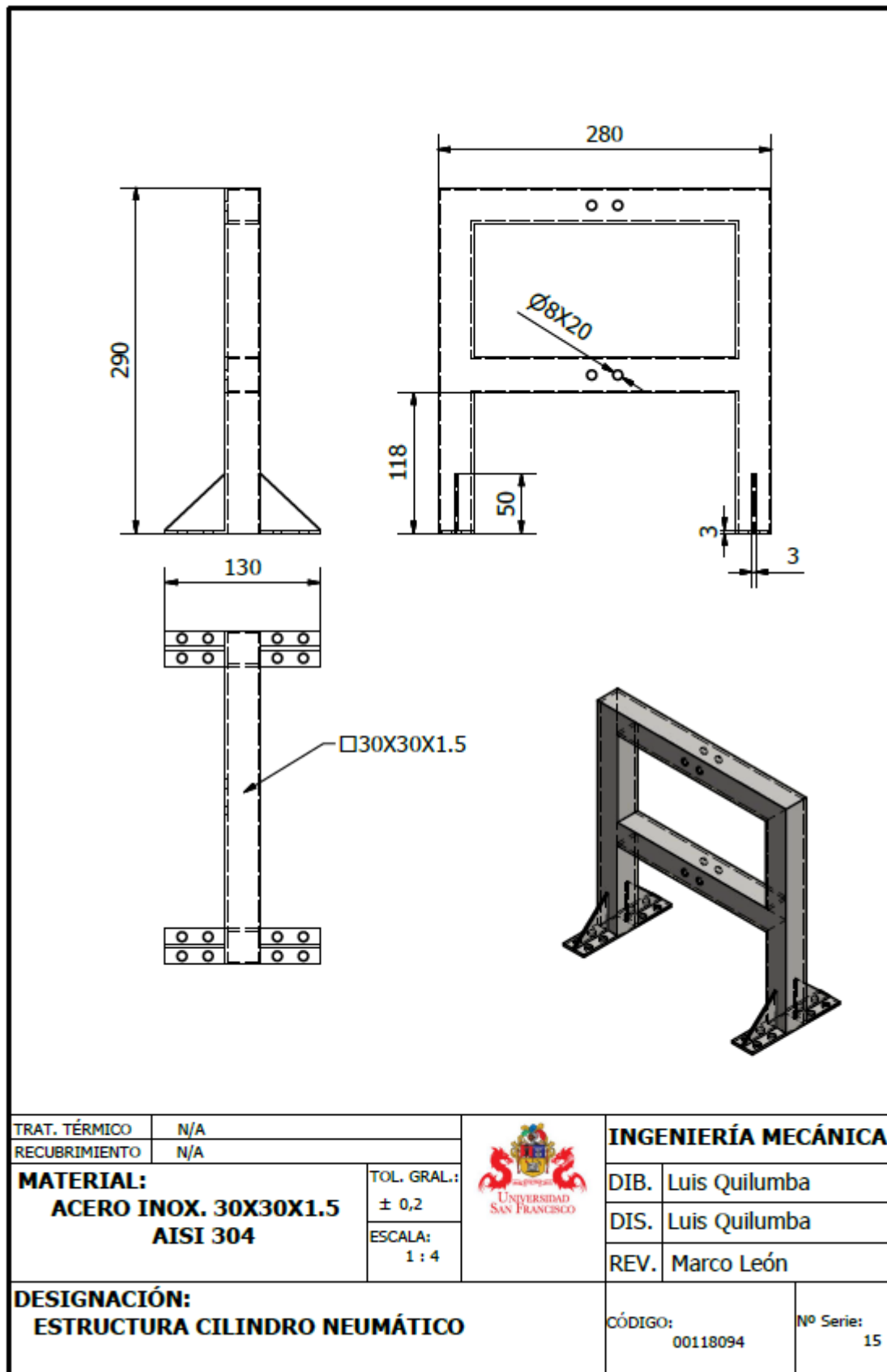
4.2.13. Plano de diseño de la Estructura principal de Máquina Corte y Sellado



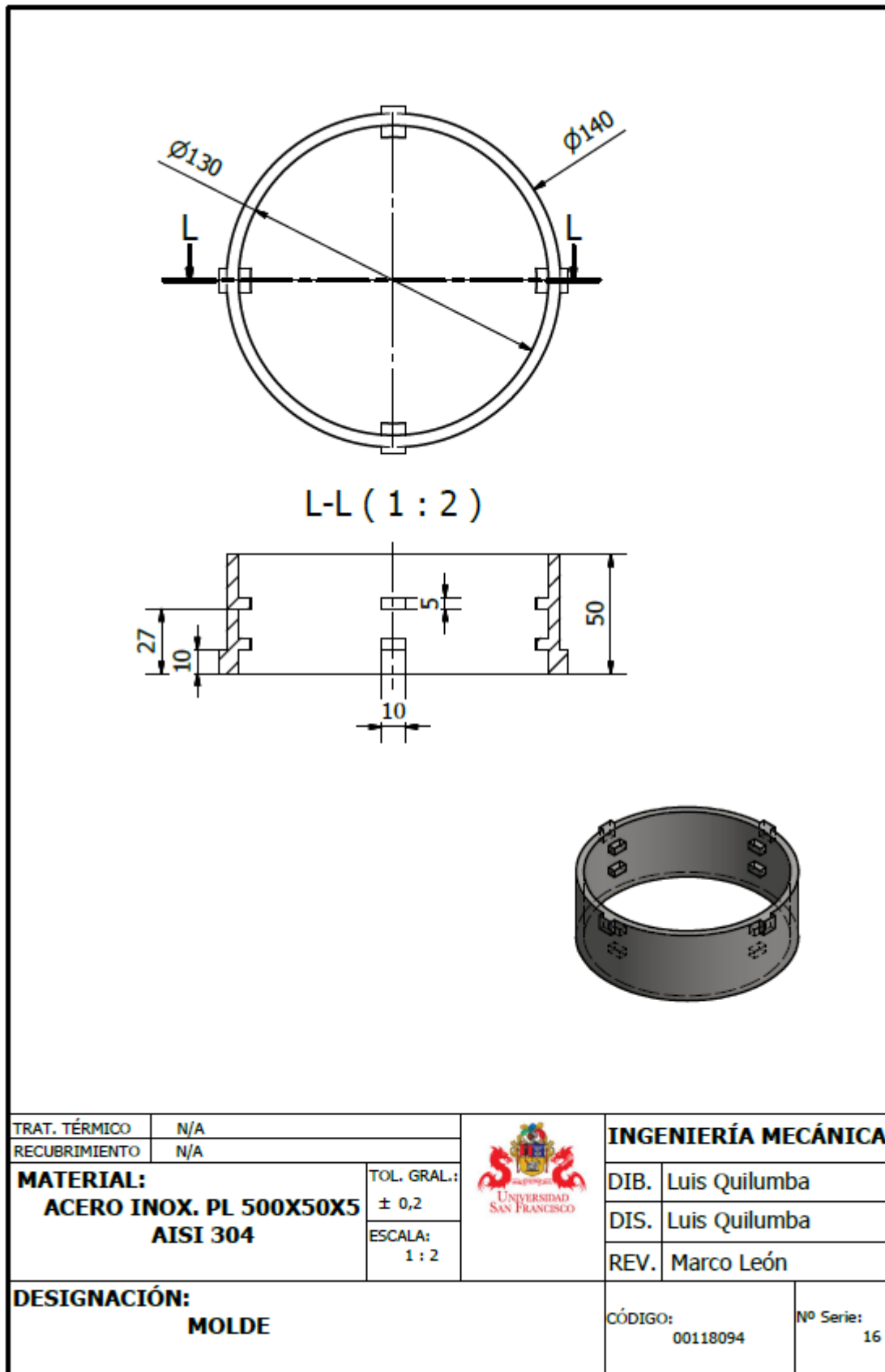
4.2.14. Plano de diseño de la Estructura de Banda de Corte y Sellado



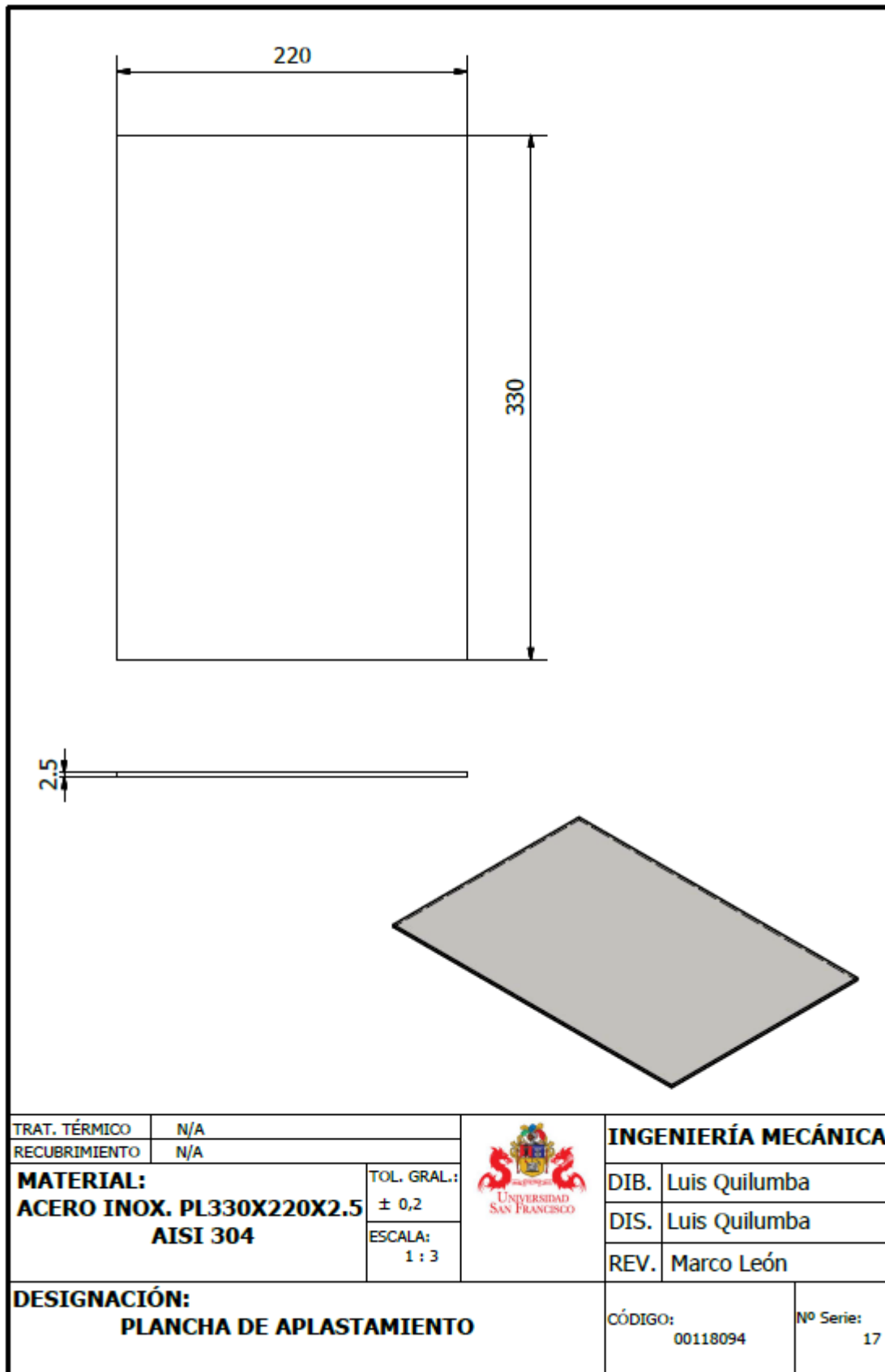
4.2.15. Plano de diseño de la Estructura cilindro neumático



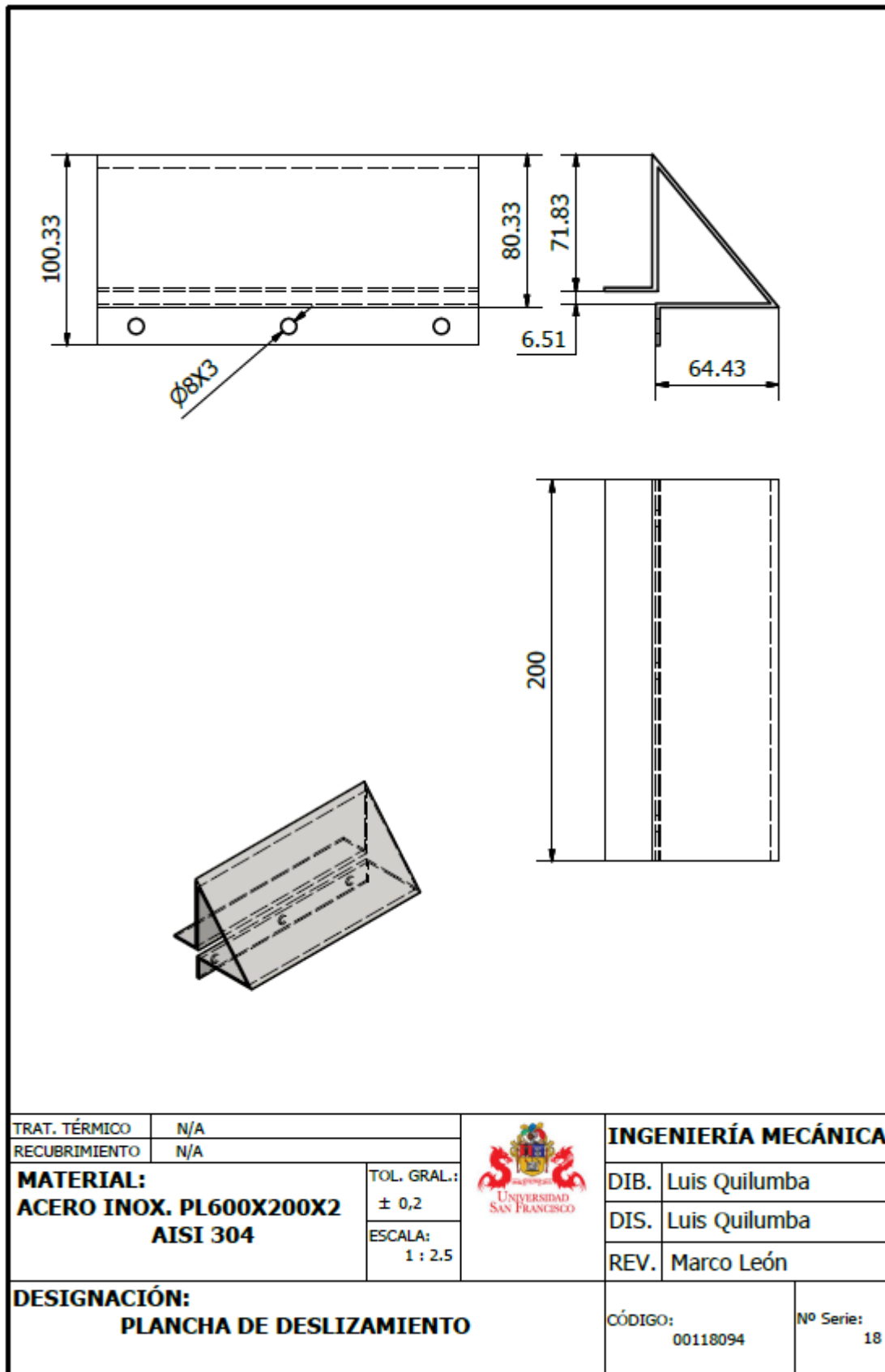
4.2.16. Plano de diseño de Molde de corte y sellado



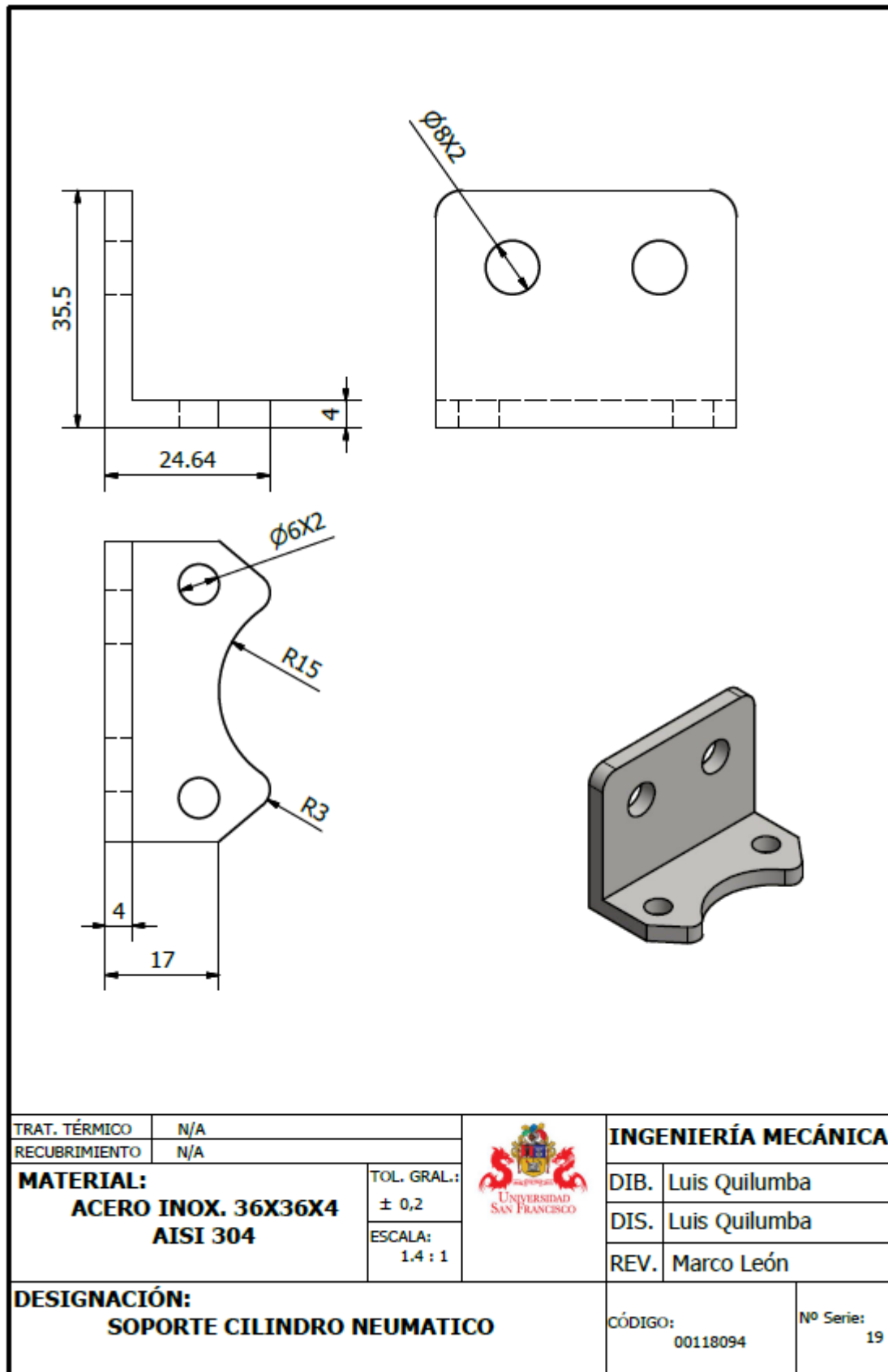
4.2.17. Plano de diseño de Plancha de aplastamiento



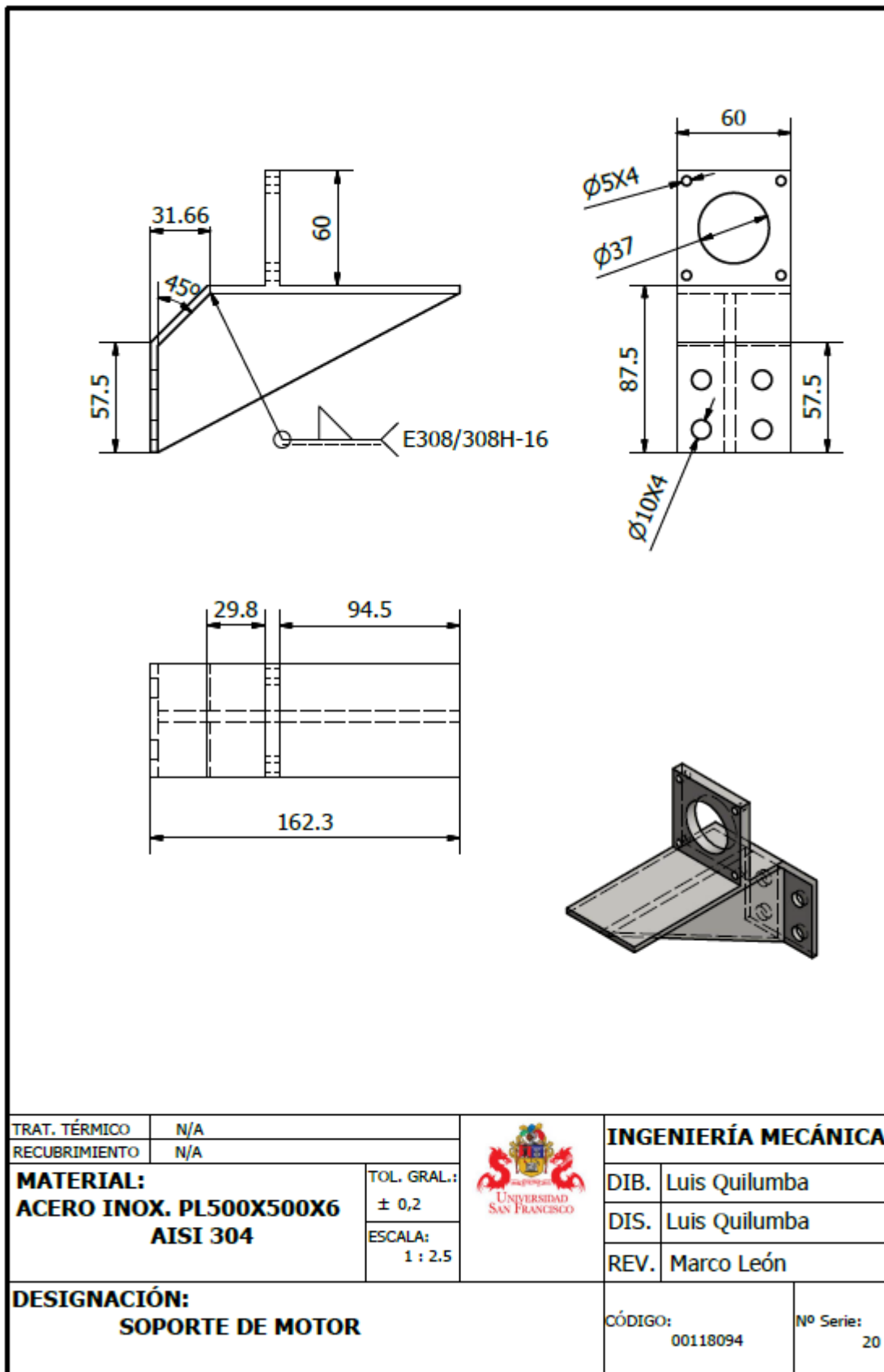
4.2.18. Plano de diseño de Plancha de deslizamiento



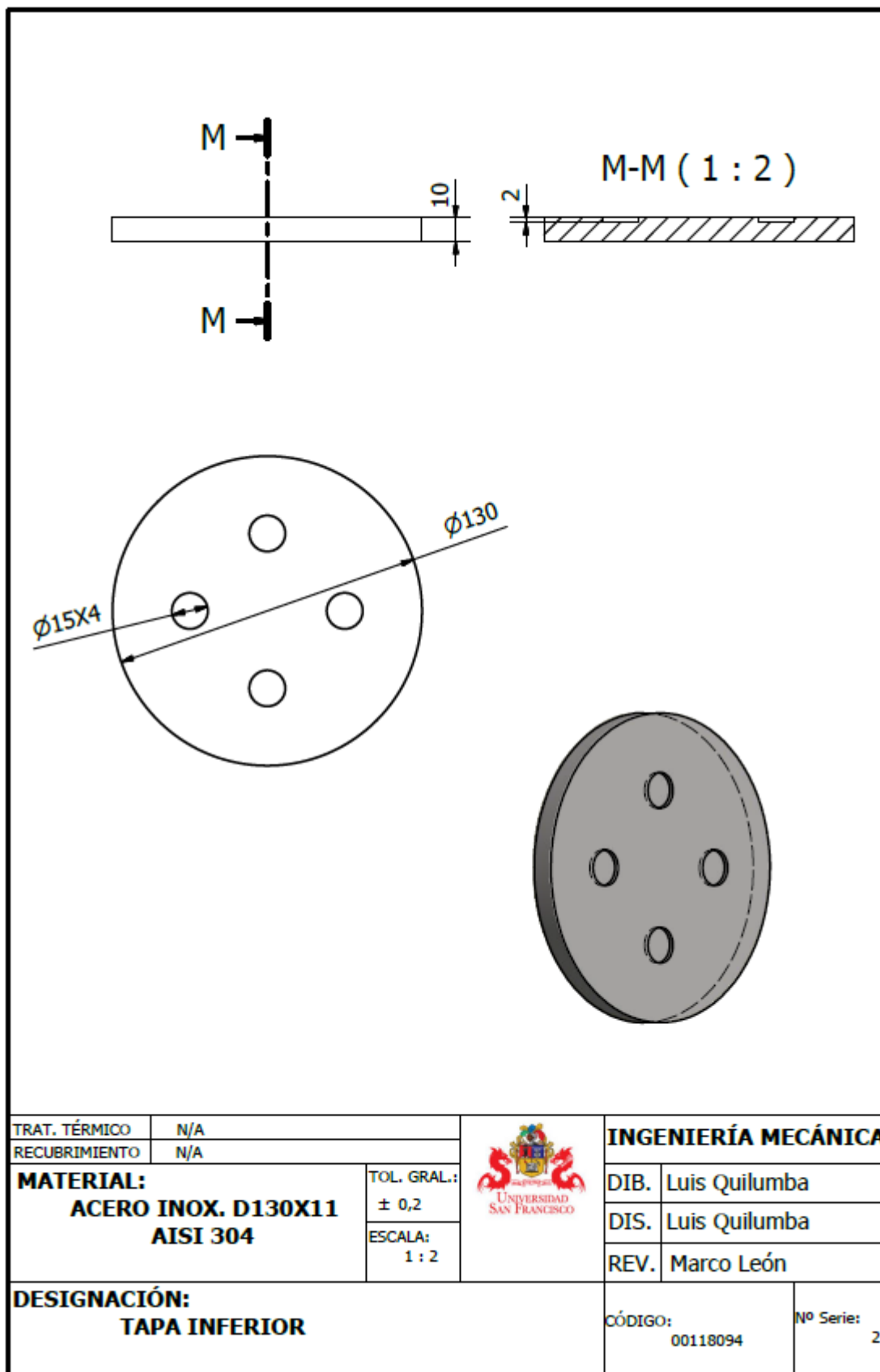
4.2.19. Plano de diseño de soporte de cilindro neumático



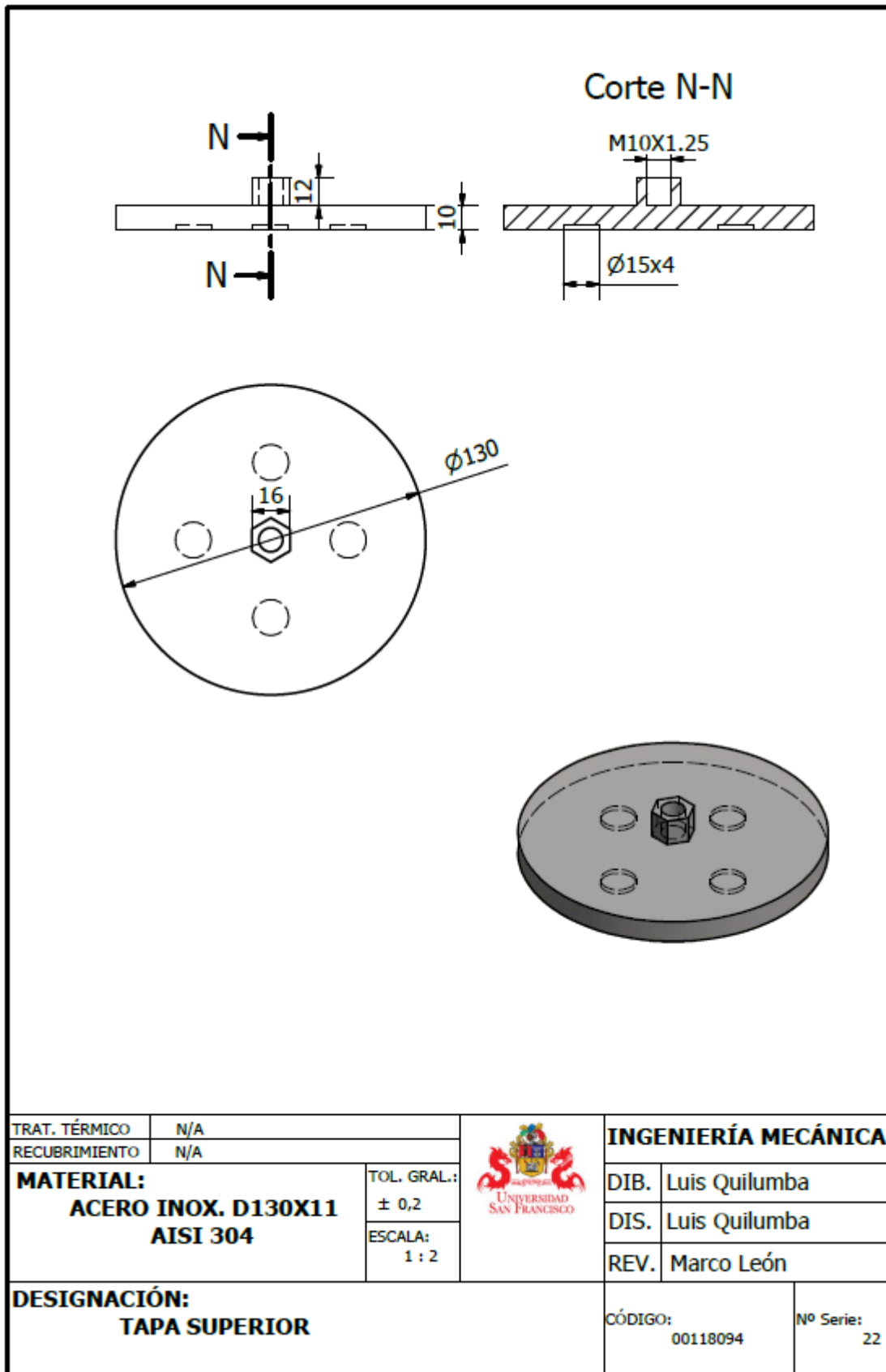
4.2.20. Plano de diseño de Soporte de motor



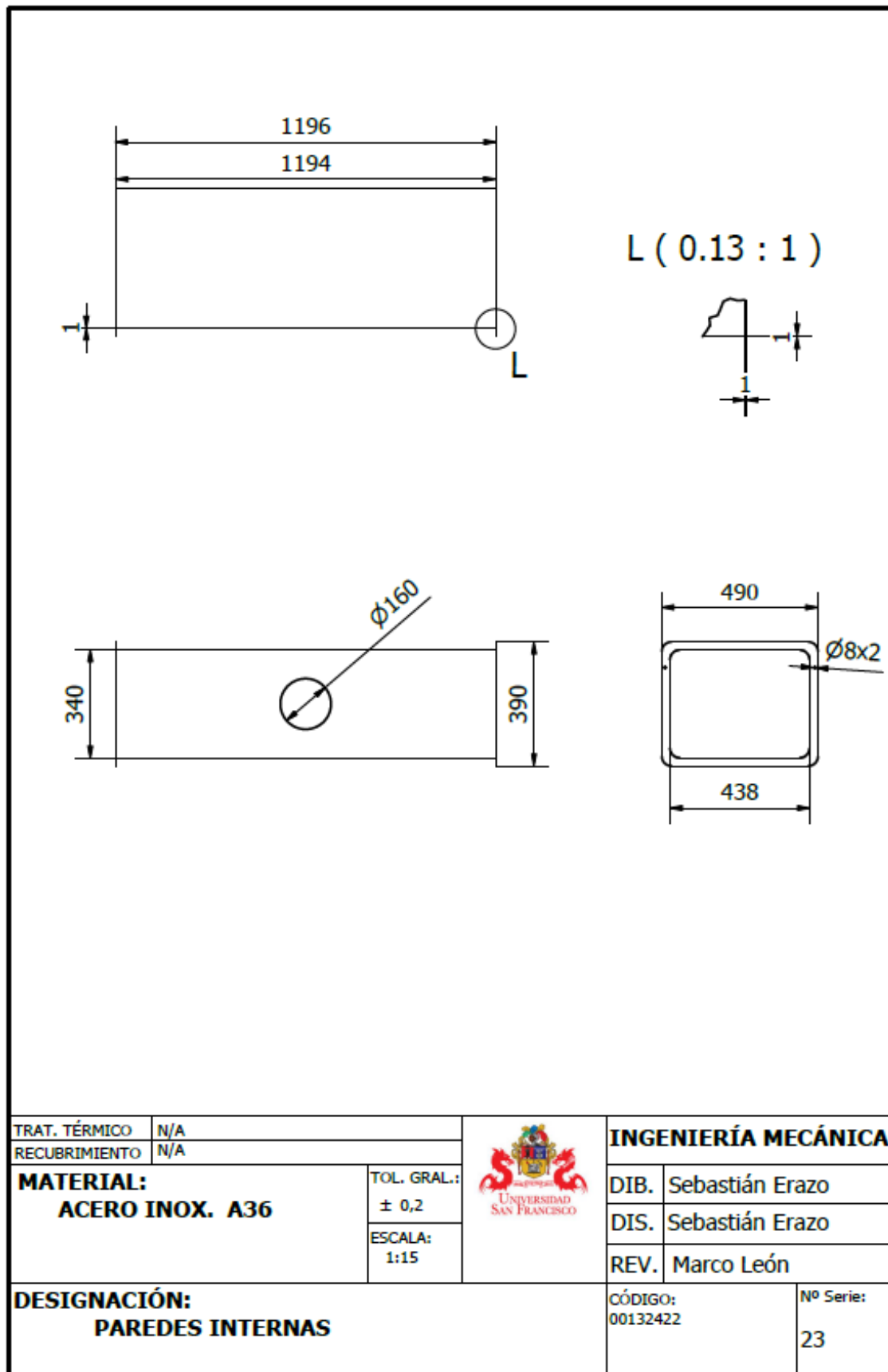
4.2.21. Plano de diseño de Tapa inferior



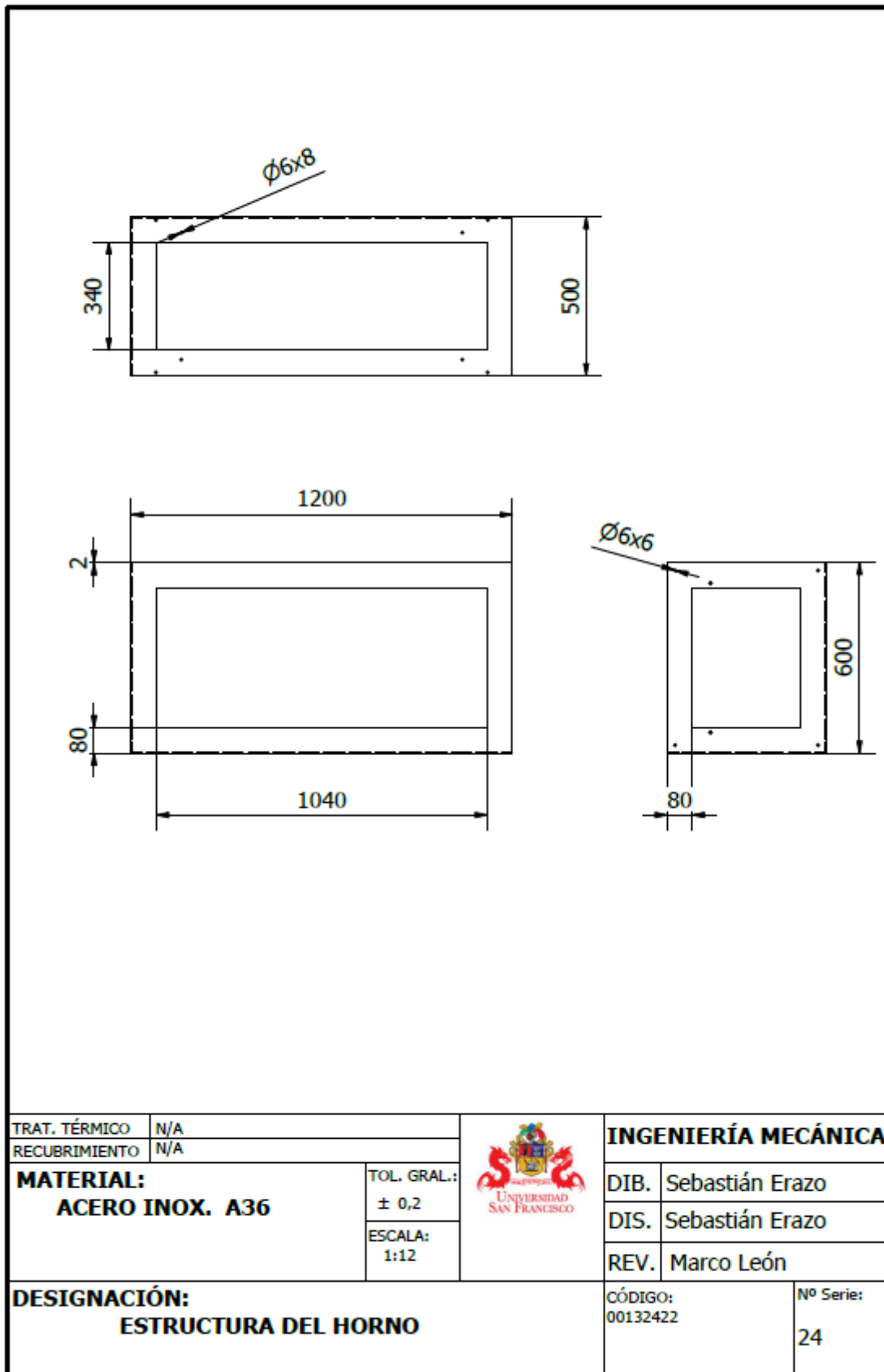
4.2.22. Plano de diseño de Tapa superior



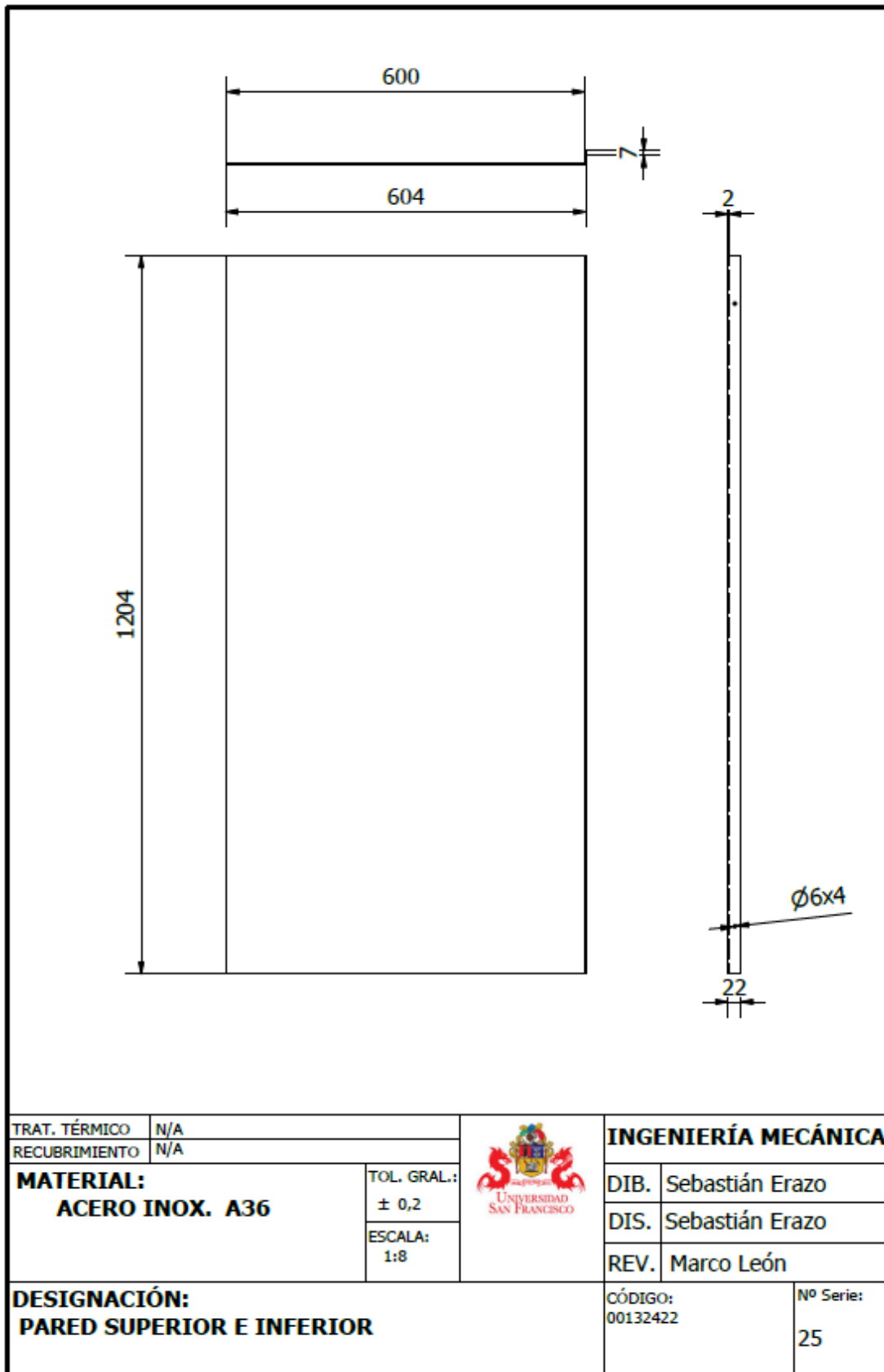
4.2.23. Plano de diseño de Paredes internas del horno



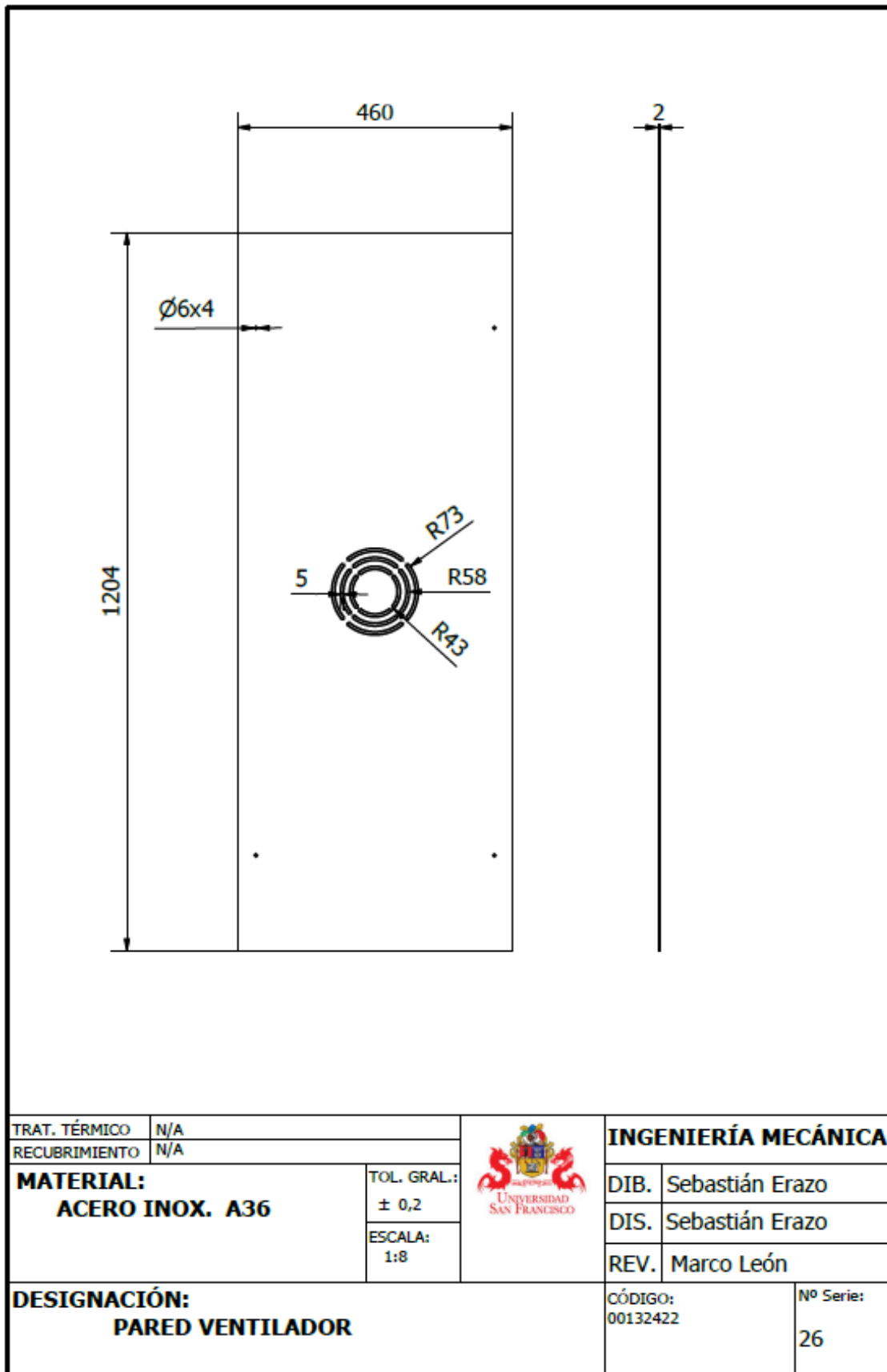
4.2.24. Plano de diseño de Estructura del horno



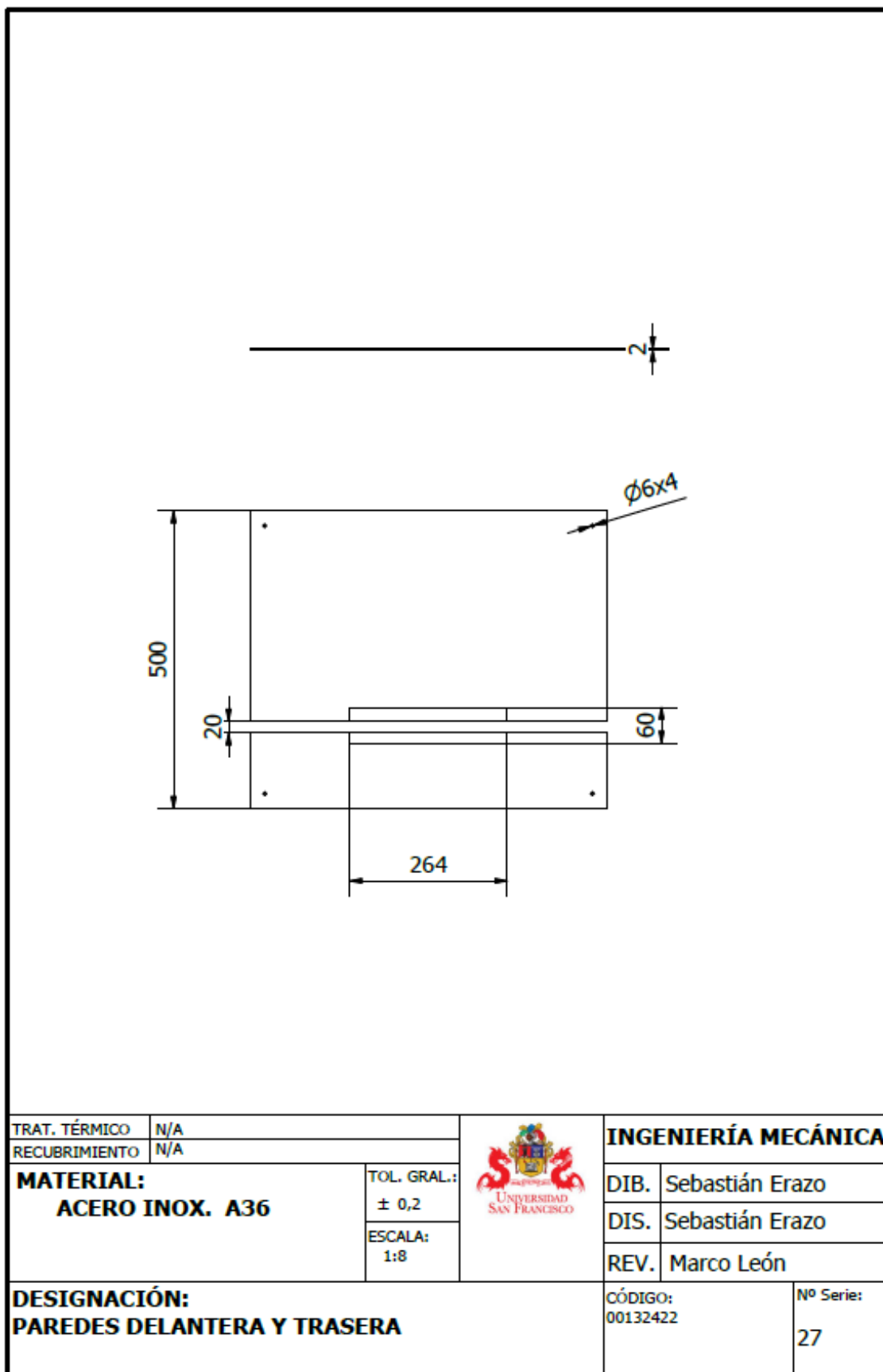
4.2.25. Plano de diseño de Paredes superior e inferior



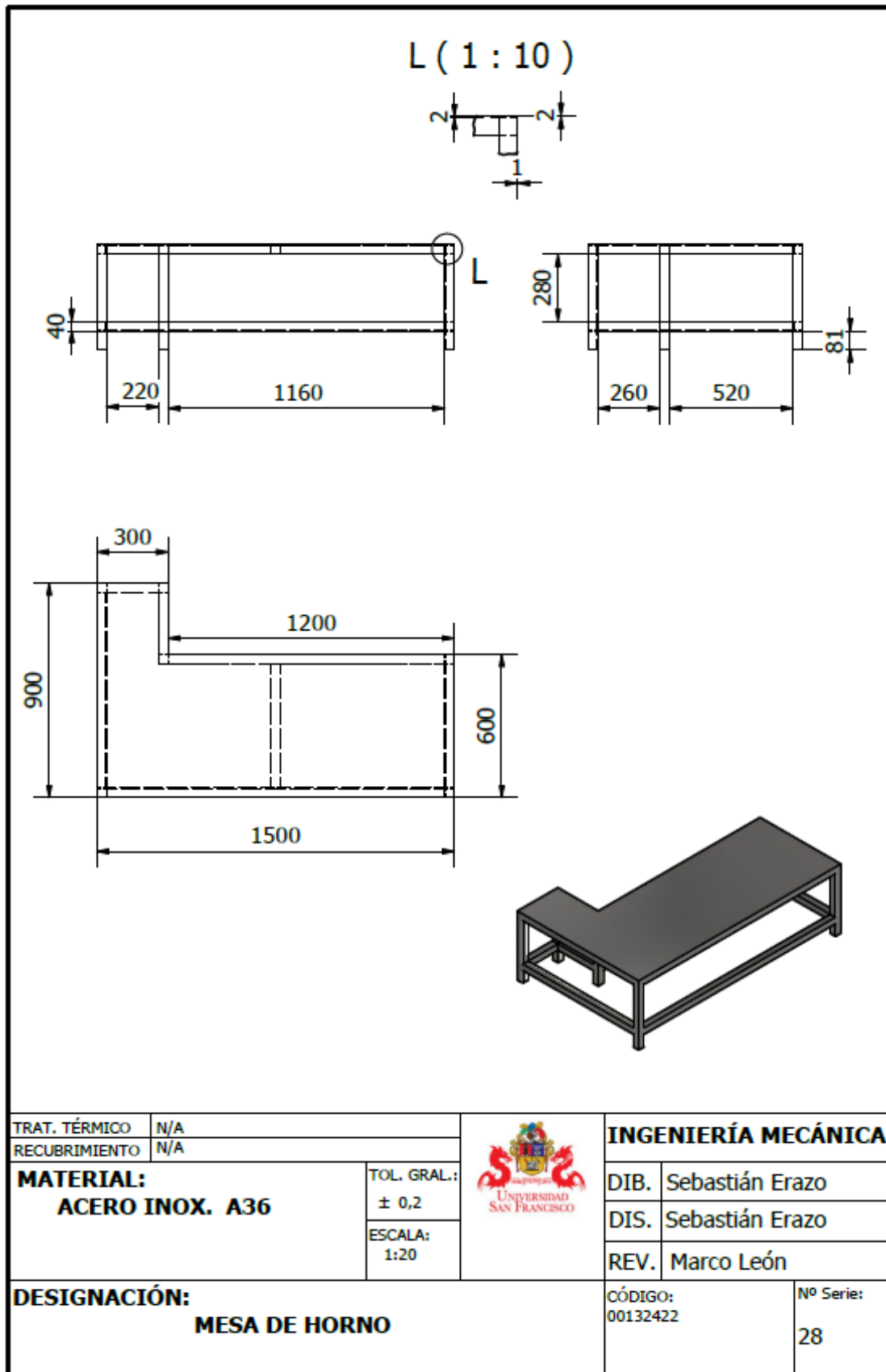
4.2.26. Plano de diseño de Pared lateral



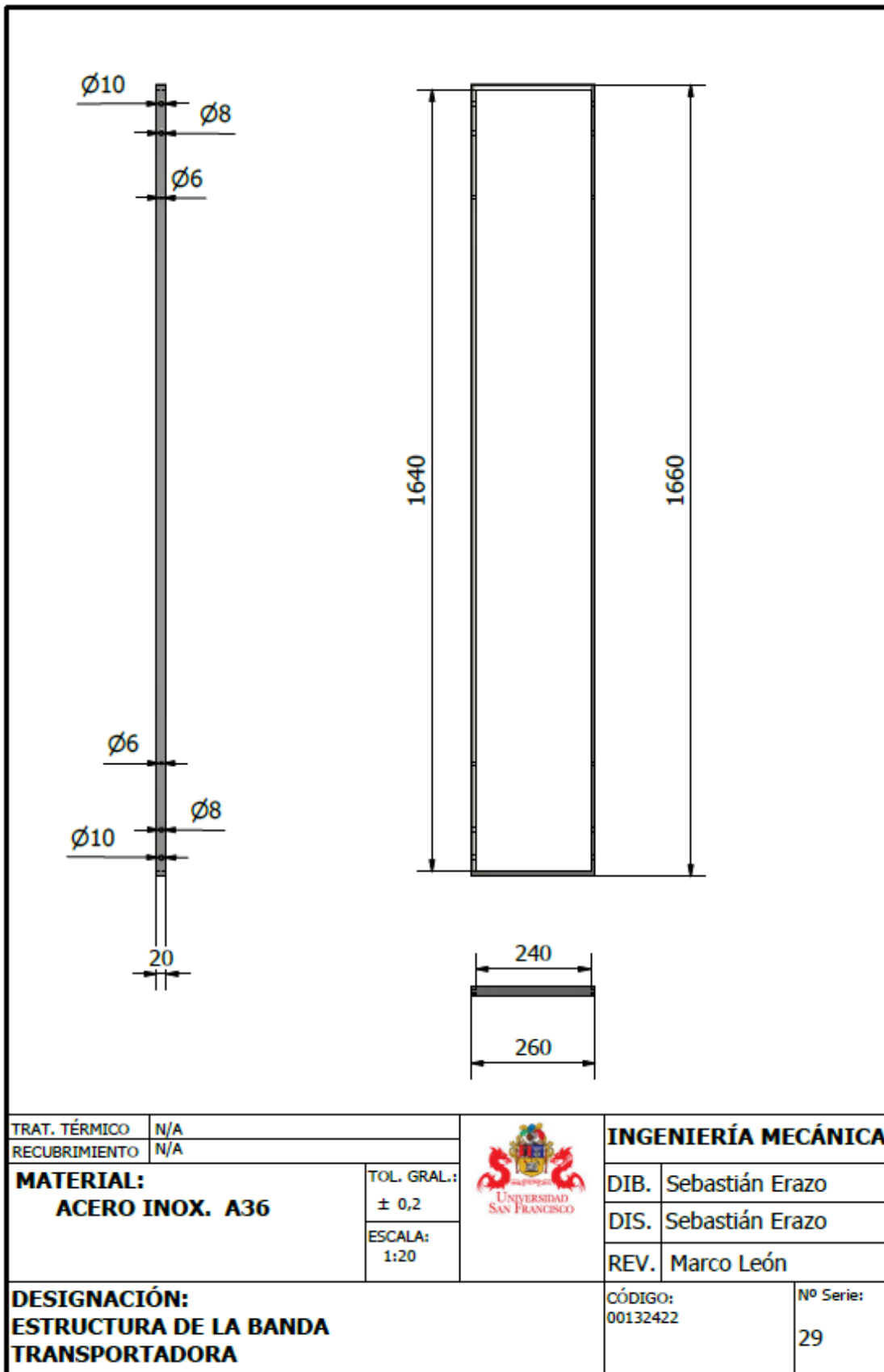
4.2.27. Plano de diseño de Paredes delantera y trasera



4.2.28. Plano de diseño de Mesa de horno



4.2.29. Plano de diseño de la Estructura de la banda transportadora del horno



4.3. Anexo B: Cálculos Detallados

4.3.1. Tolvas, Palas de agitación y Eje agitador

Descripción del Problema (Dimensiones de las tolvas)

Después de haber pasado por la selección de componentes se quiere determinar las dimensiones de cada una de las tolvas. Para esto, se tomaron en cuenta datos calculados en la sección de unificación de masa y relleno debido a que las tolvas no podían tener un ancho y largo pasado los 4 y 3 centímetros, por lo que se obtuvieron lo siguiente.

Sketch



Figura 11. Sketch de las tolvas.

Solución

Las dimensiones para la tolva que contiene la masa de la pupusa resultaron las siguientes:

Tabla 18. Dimensiones de la tolva para masa.

Tolva	Dimensiones en mm
Base menor	40 mm x 40 mm
Base mayor	100mm x 100 mm
Altura	100mm

Por el otro, para la tolva la cual contiene el relleno de la pupusa se obtuvieron las siguientes dimensiones:

Tabla 19. Dimensiones de la tolva para relleno.

Tolva	Dimensiones en mm
Base menor	30 mm x 30 mm
Base mayor	75 mm x 75 mm
Altura	100mm

Descripción del Problema (Dimensiones de las aspas)

El proceso de dosificación como se pudo observar en la sección anterior consta de dos tolvas, cada uno con su motor, eje y palas de agitación. En este caso, se procede a diseñar las palas de agitación. Se determinará la separación entre aspas, la longitud de cada aspa y también el ancho de cada una.

Datos

$$Dt = 40 \text{ [mm]}$$

$$H = 100 \text{ [mm]}$$

Sketch

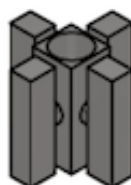


Figura 12. Sketch de palas de agitación.

Solución

Para la solución, se basa en el diseño de palas de agitación obtenido del libro de McCabe Operaciones unitarias en ingeniería química, teniendo como síntesis las siguientes relaciones conjuntamente con la imagen.

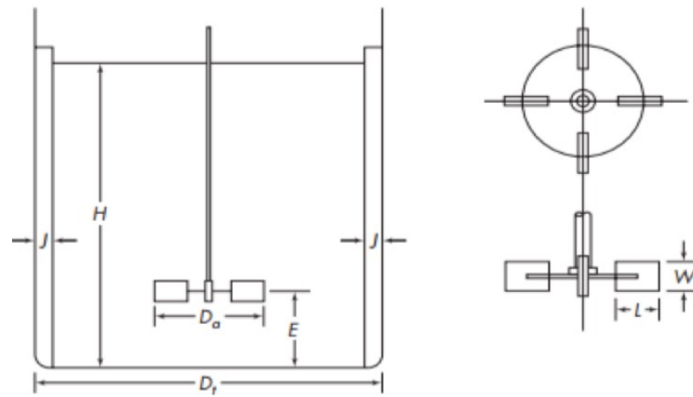


Figura 13. Parámetros de dimensiones para palas de agitación (Rincón Guerrero, 2017).

$$\frac{Da}{Dt} = \frac{1}{3} \quad (1)$$

$$Da = 1,33 \text{ cm}$$

$$\frac{E}{Da} = 1 \quad (2)$$

$$E = 1,33 \text{ cm}$$

$$\frac{W}{Da} = \frac{1}{5} \quad (3)$$

$$W = 0,266 \text{ cm}$$

$$\frac{L}{Da} = \frac{1}{4} \quad (4)$$

$$L = 0,332 \text{ cm}$$

Descripción del Problema (Diseño del eje agitador)

El eje de cada una de las tolvas necesita una cantidad necesaria de revoluciones para poder enviar la masa y el relleno a la siguiente sección. Para esto, se procede a calcular primero el eje para la tolva de relleno. La cual se comienza calculando el caudal, velocidad y cantidad de rpm. Para que finalmente, se proceda a determinar la potencia, el torque y la fuerza que ejerce sobre cada una de las caras de las palas de agitación.

Datos

Para el queso, se tienen los siguientes datos:

$$\rho \text{ del relleno de queso fresco} = 1,19 \text{ [g/cm}^3\text{]}$$

$$\text{Gravedad Específica} = 1,19 \text{ [sg]}$$

$$\gamma = 11673,9 \text{ [N/m}^3\text{]}$$

$$\text{Viscosidad dinámica} = 0,15 \text{ [Pa*s]}$$

Para la carne mechada, se tienen los siguientes datos:

$$\rho \text{ del relleno de queso fresco} = 1,022 \text{ [g/cm}^3\text{]}$$

$$\text{Gravedad Específica} = 1,022 \text{ [sg]}$$

$$\text{Peso específico} = 10022 \text{ [N/m}^3\text{]}$$

$$H_c = 8,67 \text{ [cm]}$$

$$A = 8,58 * 10^{-6} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$w_{eje} = 2 \text{ [kg]}$$

$$L = 11,8 \text{ cm} \approx 0.118 \text{ [m]}$$

$$t = 60 \text{ [seg]}$$

Propiedades acero inoxidable

Tabla 20. Propiedades acero AISI304

Yield strength (MPa)	Tensile strength R_m (MPa)	Elongation at fracture A (%)
310 MPa	505 MPa	70% min

Datos asumidos

Se asume para el cálculo del eje, la mayor densidad entre el queso y la carne para tener mayor seguridad que el eje no falle.

La cantidad de relleno es de 50 gramos.

En la gráfica de Número de potencia vs número de Reynolds, se escoge la curva 4 ya que es un tanque sin placas deflectoras.

Se asume factor de seguridad de 2

Sketch



Figura 14. Sketch Eje agitador.

Solución

Primero se calcula el caudal que existe dentro de la tolva de relleno teniendo en cuenta que se debe producir una pupusa por minuto. Para esto, se saca primero el volumen con la siguiente ecuación.

$$V = \frac{m}{\rho} \quad (5)$$

Teniendo en cuenta los datos obtenidos, se tiene que:

$$V_{Queso} = 22,73 \text{ cm}^3$$

$$V_{Carne} = 24,46 \text{ cm}^3$$

Se suma los dos volúmenes obtenidos, ya que el relleno es uno solo.

$$V_{total} = 47,19 \text{ cm}^3$$

Una vez obtenido el volumen, se calcula el caudal de la siguiente forma:

$$Q = 47,19 \frac{\text{cm}^3}{\text{arepa}} * 1 \frac{\text{arepa}}{\text{min}}$$

$$Q = 47,19 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$$

Con el caudal obtenido, se calcula la velocidad mediante la siguiente ecuación:

$$Vf = \frac{Q}{Da^2 * \frac{\pi}{4}} \quad (6)$$

$$Vf = \frac{47,19 \frac{cm^3}{min}}{(1,33)^2 * \frac{\pi}{4}}$$

$$Vf = 33,96 \frac{cm}{min} = V$$

Posterior a eso, se calcula la velocidad angular a la que debe girar el eje de la siguiente forma:

$$V = w * \frac{Da}{2} \quad (7)$$

$$w = \frac{0,006 \frac{m}{s}}{0,0133m}$$

$$w = 0,45 \frac{rev}{s} * \frac{60s}{1min}$$

$$w = 27,07 rpm$$

Para saber el impulso que necesita el eje para ser movido, se usa la siguiente expresión:

$$P = \frac{Np * Fr^m * n^3 * Da^5 * \rho}{g} \quad (8)$$

Por lo que se procede a calcular el número de Reynolds, Froude, la constante m y el número de potencia de la siguiente forma:

Se comienza con el número de Reynolds:

$$Re = \frac{n * Da^2 * \rho}{\mu} \quad (9)$$

$$Re = \frac{0,45 * 0,0133^2 * 1190 \frac{Kg}{m^3}}{0,15 Pa * s}$$

$$Re = 0,6$$

De la misma manera, el número de Froude:

$$Fr = \frac{n^2 * Da}{g} \quad (10)$$

$$Fr = \frac{0,45^2 * 0,0133}{9,81 \frac{m}{s^2}}$$

$$Fr = 2,74 \times 10^{-4}$$

Para el número de potencia, se utiliza la siguiente gráfica:

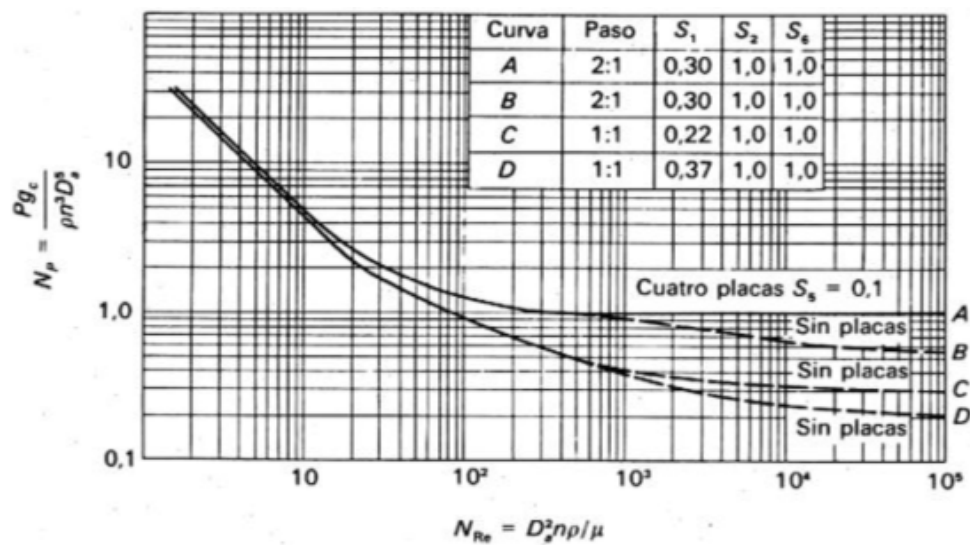


Figura 15. Gráfica de Numero de potencia vs Reynolds (Rincón Guerrero, 2017).

$$N_p = 20$$

Para la constante m, se utiliza los siguientes datos,

Línea	a	b
D	1,0	40,0
B	1,7	18,0
c	0	18,0
D	2,3	18,0

Figura 16. Parámetros para calcular la constante m.

Por lo que se obtiene,

$$m = \frac{a - \log_{10} Re}{b} \quad (11)$$

$$m = \frac{1 - \log_{10} 0,6}{40}$$

$$\mathbf{m = 0,03}$$

Finalmente, se obtiene el impulso del fluido:

$$P = \frac{20 * 2,74 \times 10^{-40,03} * 0,45^3 rps * 0,0133^5 cm * 1190 \frac{kg}{m^3}}{9,81 \frac{m}{s^2}}$$

$$\mathbf{P = 7,19 * 10^{-8} Ns}$$

De la misma manera, para calcular el torque se obtiene la potencia en referencia al peso de la siguiente forma:

$$HP = \frac{w_{tornillo} \times L}{t \times 76} \quad (12)$$

$$HP = \frac{2 kg \times 0.118 m}{60 seg \times 76}$$

$$HP = 5.1 \times 10^{-5} HP \approx 0.38 W$$

De esta forma se obtiene el torque para los valores obtenidos con las rps establecidas:

$$T = \frac{HP}{rps} \quad (13)$$

$$T = \frac{\mathbf{0.38 W}}{0.45 rps}$$

$$T = 0.8 N \cdot m$$

Usando las propiedades del acero AISI 304, se obtiene el esfuerzo permisible:

$$\tau_{flu} = 0,57 \sigma_{perm}$$

$$\tau_{per} = \frac{\tau_{flu}}{F.S}$$

$$\tau_{per} = \frac{0,57 * 241 MPa}{2}$$

$$\tau_{per} = 68,68 \text{ Mpa}$$

Una vez obtenido el esfuerzo, se calcula el radio del eje agitador:

$$\tau_{per} = \frac{T * R}{J} \quad (14)$$

$$\tau_{per} = \frac{T * R}{\frac{\pi}{4} R^4}$$

$$68,68 \text{ Mpa} = \frac{0,8Nm * R}{\frac{\pi}{4} R^4}$$

$$R = 2,45 * 10^{-3} m$$

Se calcula la fuerza que resiste cada una de las caras de las aspas mediante la siguiente ecuación:

$$Fr = \gamma_0 * Hc * A \quad (15)$$

$$Fr = 11673,9 \frac{N}{m^3} * 0,0867 m * 8,58 * 10^{-6} m^2$$

$$Fr = 8,6 * 10^{-3} N$$

Descripción del problema (Potencia que necesita el motor)

Para cada una de las secciones, se necesita motor. En este caso, una vez obtenido los rpm, torque y la fuerza que ejerce sobre las palas de agitación, se procede a calcular finalmente la potencia del motor.

Datos

Los datos se utilizan los mismos que fueron usados en la sección de diseño para eje agitador.

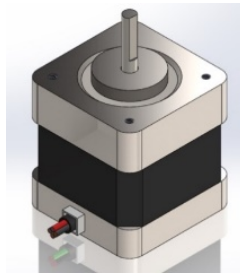
Sketch

Figura 17. Motor Tolva Relleno

Solución

Para la solución de este problema, primero se saca la potencia en referencia al fluido, posterior a eso se le suma la potencia en referencia al peso;

$$P = Np * Da^5 * n^3 * \rho \quad (16)$$

$$P = 20 * 0,0133^5 m * 0,45^3 rps * 1190 \frac{kg}{m^3}$$

$$P = 9,03 * 10^{-7} W$$

$$P_{total} = 9,03 * 10^{-7} + 0.38W$$

$$\mathbf{P_{total} = 0,38W}$$

Se pone que el motor debe tener una eficiencia del 40%:

$$P_m = \frac{P}{\eta} \quad (17)$$

$$P_m = \frac{0,38W}{0,4}$$

$$\mathbf{P_m = 0,95 W}$$

Descripción del Problema (Diseño del eje agitador)

Una vez calculado todos lo necesario para el eje agitador del relleno, se procede a calcular el de la masa de la misma manera.

Datos

Para la masa, se obtienen los siguientes datos:

$$\rho \text{ de la masa} = 1,8 \text{ [g/cm}^3\text{]}$$

$$\text{Gravedad Específica} = 1,8 \text{ [sg]}$$

$$\gamma = 17640 \text{ [N/m}^3\text{]}$$

$$\text{Viscosidad dinámica} = 0,15 \text{ [Pa*s]}$$

$$H_c = 8,67 \text{ [cm]}$$

$$A = 8,58 * 10^{-6} \text{ [m}^2\text{]}$$

Propiedades acero inoxidable

Tabla 21. Propiedades acero AISI304

Yield strength (MPa)	Tensile strength R_m (MPa)	Elongation at fracture A (%)
310 MPa	505 MPa	70% min

Datos asumidos

La cantidad de masa es de 100 gramos.

En la gráfica de Número de potencia vs número de Reynolds, se escoge la curva 4 ya que es un tanque sin placas deflectoras.

Se asume factor de seguridad de 2

Sketch

Figura 18. Sketch eje agitador para la tolva de la masa.

Solución

Primero se calcula el caudal que existe dentro de la tolva de la masa teniendo en cuenta que se debe producir una pupusa por minuto. Para esto, se saca primero el volumen con la ecuación 5:

$$V = \frac{m}{\rho}$$

Teniendo en cuenta los datos obtenidos, se tiene que:

$$V_{arepa} = 57,75 \text{ cm}^3$$

Una vez obtenido el volumen, se calcula el caudal de la siguiente forma:

$$Q = 57,75 \frac{\text{cm}^3}{\text{arepa}} * 1 \frac{\text{arepa}}{\text{min}}$$

$$Q = 57,75 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$$

Con el caudal obtenido, se calcula la velocidad mediante la ecuación 6:

$$Vf = \frac{Q}{Da^2 * \frac{\pi}{4}}$$

$$Vf = \frac{57,75 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}}{(0,0133)^2 * \frac{\pi}{4}}$$

$$Vf = 0,007 \frac{m}{s} = V$$

Posterior a eso, se calcula la velocidad angular a la que debe girar el eje de la siguiente forma con la ecuación 7:

$$V = w * \frac{Da}{2}$$

$$w = \frac{0,007 \frac{m}{s}}{0,0133m}$$

$$w = 0,5 \frac{\text{rev}}{s} * \frac{60s}{1\text{min}}$$

$$w = 30 \text{ rpm}$$

Para saber el impulso que necesita el eje para ser movido, se usa la siguiente expresión, ecuación 8:

$$P = \frac{Np * Fr^m * n^3 * Da^5 * \rho}{g}$$

Por lo que se procede a calcular el número de Reynolds, Froude, la constante m y el número de potencia de la siguiente forma:

Comenzamos con el de Reynolds ecuación 9,

$$Re = \frac{n * Da^2 * \rho}{\mu}$$

$$Re = \frac{0,5 * 0,0133^2 * 1800 \frac{Kg}{m^3}}{0,15 Pa * s}$$

$$Re = 1,06$$

De la misma manera Froude ecuación 10,

$$Fr = \frac{n^2 * Da}{g}$$

$$Fr = \frac{0,5^2 * 0,0133}{9,81 \frac{m}{s^2}}$$

$$Fr = 3,38 * 10^{-4}$$

Para el número de potencia, se utiliza la siguiente gráfica:

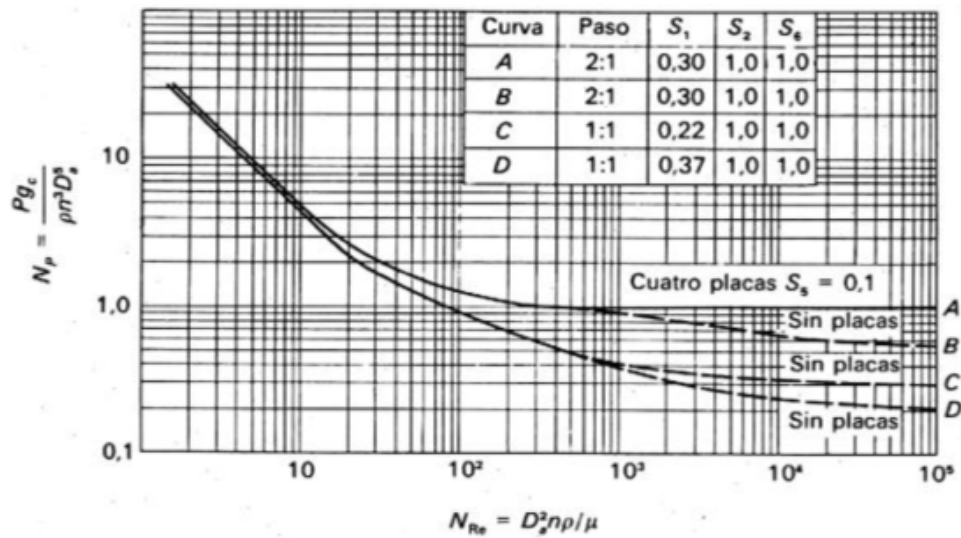


Figura 19. Numero de potencia vs Numero de Reynolds.

$$N_p = 22$$

Para la constante m , se utiliza los siguientes datos,

Línea	a	b
D	1,0	40,0
B	1,7	18,0
c	0	18,0
D	2,3	18,0

Figura 20. Parámetros para determinar la constante m .

Por lo que se obtiene con la ecuación 11,

$$m = \frac{a - \log_{10} Re}{b}$$

$$m = \frac{1 - \log_{10} 1,06}{40}$$

$$m = 0,024$$

Finalmente, el impulso se obtiene:

$$P = \frac{22 * 3,38 * 10^{-4 * 0,024} * 0,5^3 rps * 0,0133^5 cm * 1800 \frac{kg}{m^3}}{9,81 \frac{m}{s^2}}$$

$$P = 1,14 * 10^{-7} N$$

De la misma manera, para calcular el torque se obtiene la potencia en referencia al peso de la siguiente forma, ecuación 12:

$$HP = \frac{w_{\text{tornillo}} \times L}{t \times 76}$$

$$HP = \frac{2 \text{ kg} \times 0.118 \text{ m}}{60 \text{ seg} \times 76}$$

$$HP = 5.1 \times 10^{-5} HP \approx 0.38 W$$

De esta forma se obtiene el torque para los valores obtenidos con las rps establecidas, ecuación 13:

$$T = \frac{HP}{rps}$$

$$T = \frac{0.38 W}{0.5 \text{ rps}}$$

$$T = 0.76 N \cdot m$$

Usando las propiedades del acero AISI 304, se obtiene el esfuerzo permisible:

$$\tau_{flu} = 0,57 \sigma_{perm}$$

$$\tau_{per} = \frac{\tau_{flu}}{F.S}$$

$$\tau_{per} = \frac{0,57 * 241 MPa}{2}$$

$$\tau_{per} = \mathbf{68,68 MPa}$$

Una vez obtenido el esfuerzo, se calcula el radio del eje agitador con la ecuación 14:

$$\tau_{per} = \frac{T * R}{J}$$

$$\tau_{per} = \frac{T * R}{\frac{\pi}{4} R^4}$$

$$68,68 \text{ Mpa} = \frac{0,76 \text{ Nm} * R}{\frac{\pi}{4} R^4}$$

$$R = 2,41 * 10^{-3} \text{ m}$$

Se calcula la fuerza que resiste cada una de las caras de las aspas mediante la ecuación 15:

$$Fr = \gamma_0 * Hc * A$$

$$Fr = 17640 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} * 0,0867 \text{ m} * 8,58 * 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$Fr = 0,013 \text{ N}$$

Las fuerzas obtenidas en la sección de dimensionamiento para las tolvas, ejes y palas de agitación se calculan con el objetivo de introducir estas fuerzas calculadas en las simulaciones como se puede observar en la siguiente sección de simulaciones para poder corroborar los cálculos obtenidos.

Descripción del problema (Potencia que necesita el motor)

Para cada una de las secciones, se necesita motor. En este caso, una vez obtenido los rpm, torque y la fuerza que ejerce sobre las palas de agitación, se procede a calcular finalmente la potencia del motor.

Datos

Los datos se utilizan los mismos que fueron usados en la sección de diseño para eje agitador.

Sketch

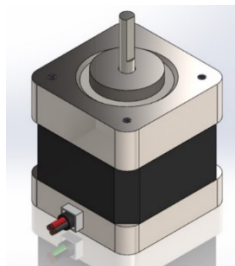


Figura 21. Motor Tolva Relleno

Solución

Para la solución de este problema, primero se saca la potencia en referencia al fluido, posterior a eso se le suma la potencia en referencia al peso mediante la ecuación 16:

$$P = Np * Da^5 * n^3 * \rho$$

$$P = 202 * 0,0133^5 m * 0,5^3 rps * 1800 \frac{kg}{m^3}$$

$$P = 2,06 * 10^{-6} W$$

$$P_{total} = 2,06 * 10^{-6} + 0,38 W$$

$$\mathbf{P_{total} = 0,38 W}$$

Se pone que el motor debe tener una eficiencia del 40% a partir de la ecuación 17:

$$P_m = \frac{P}{\eta}$$

$$P_m = \frac{0,38 W}{0,4}$$

$$\mathbf{P_m = 0,95 W}$$

Simulaciones

Al momento de finalizar los cálculos se procede a corroborarlos por medio de simulaciones. En este caso se usó el software inventor el cual nos permite verificar que ninguno de lo calculado anteriormente, falle.

Simulación de esfuerzos en Inventor

Para las siguientes simulaciones, se tomaron en cuenta los siguientes parámetros:

Tabla 22. Parámetros para simulación

Esfuerzo de fluencia (MPa)	Factor de seguridad	Elongación a la fractura A (%)	W (rpm)	Fuerza (N)	Torque (Nm)
310MPa	2	70% min	30	13	0.8

Esfuerzo máximo en las palas de agitación para la tolva de relleno

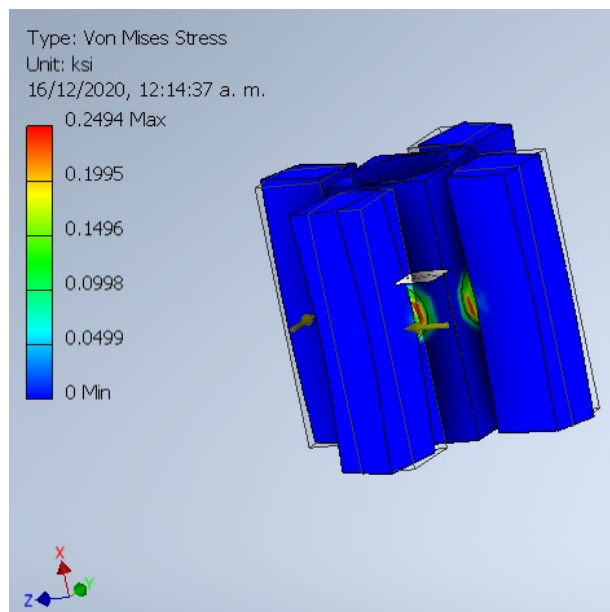


Figura 22. Simulación de esfuerzo aspás de agitación para tolva de relleno.

En esta simulación se puede observar que el esfuerzo máximo que soportan las aspás está por debajo al esfuerzo último dado en tablas de la caracterización del Acero AISI 304

Desplazamiento máximo en las aspás para la tolva de relleno

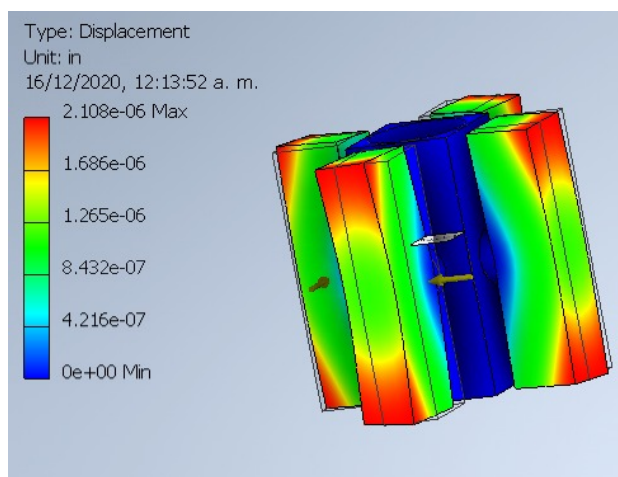


Figura 23. Simulación de desplazamiento aspás de agitación para tolva de relleno.

El desplazamiento máximo de las aspás es muy pequeño por lo que no afecta en su funcionamiento.

Factor de seguridad en las aspas para la tolva del relleno

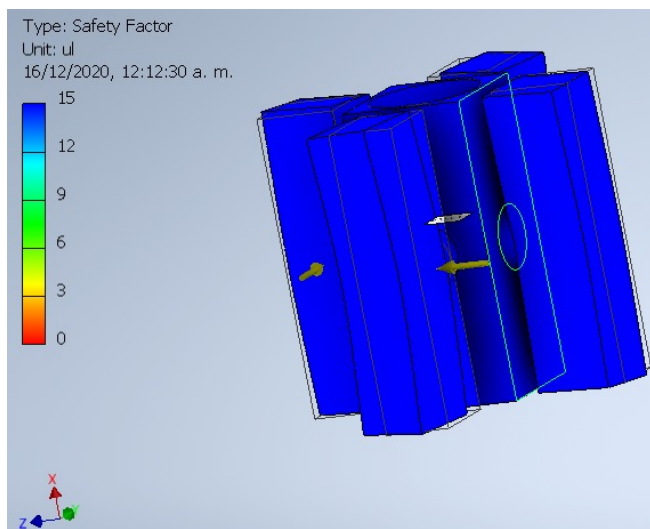


Figura 24. Simulación de factor de seguridad aspas de agitación para tolva de relleno

El factor de seguridad mínimo es de 12, superior al asumido en los cálculos.

Esfuerzo máximo en las palas de agitación para la tolva de la masa

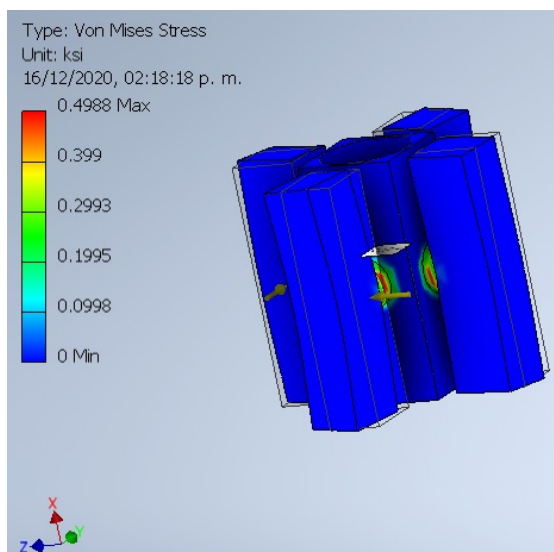


Figura 25. Simulación de esfuerzo de aspas de agitación para tolva de la masa.

En esta simulación se puede observar que el esfuerzo máximo que soportan las aspas están por debajo al esfuerzo ultimo dado en tablas de la caracterización del Acero AISI 304

Desplazamiento máximo en las aspas para la tolva de la masa

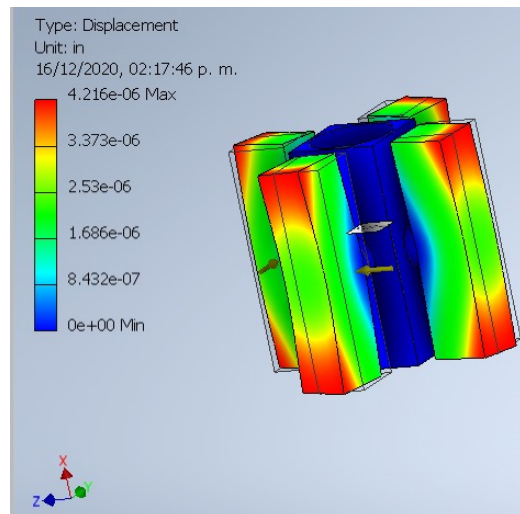


Figura 26. Simulación de desplazamiento de aspas de agitación para tolva de la masa.

El desplazamiento máximo de las aspas es muy pequeño por lo que no afecta en su funcionamiento.

Factor de seguridad en las aspas para la tolva de la masa

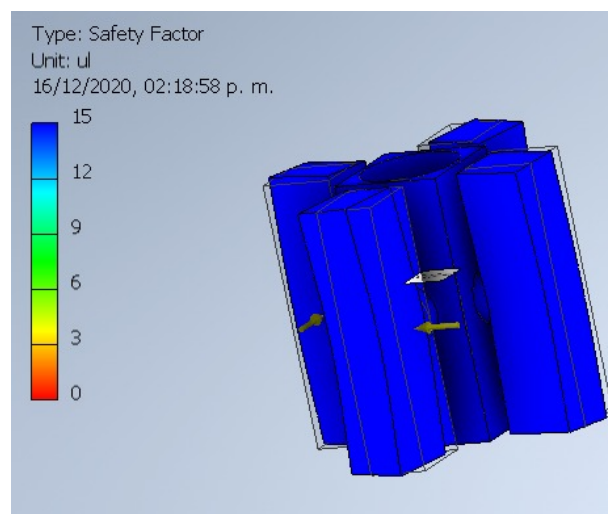


Figura 27. Simulación de factor de seguridad de aspas de agitación para tolva de la masa.

El factor de seguridad mínimo es de 12, superior al asumido en los cálculos.

Para las siguientes simulaciones, se tomaron en cuenta los siguientes parámetros:

Tabla 23. Parámetros para la simulación.

Esfuerzo de fluencia (MPa)	Factor de seguridad	Elongación a la fractura A (%)	Fuerza (N)
310MPa	2	70% min	19,6

Esfuerzo máximo en la estructura que sostiene las aspas con el eje

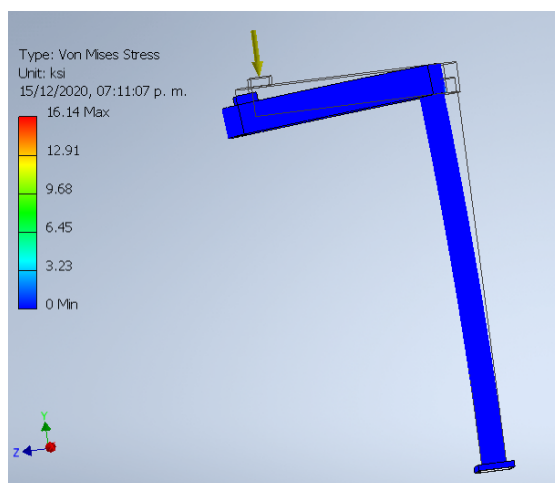


Figura 28. Simulación de esfuerzo de la estructura de palas de agitación.

En esta simulación se puede observar que el esfuerzo máximo que soporta la estructura están por debajo al esfuerzo ultimo dado en tablas de la caracterización del Acero AISI 304.

Desplazamiento máximo en la estructura que sostiene las aspas con el eje

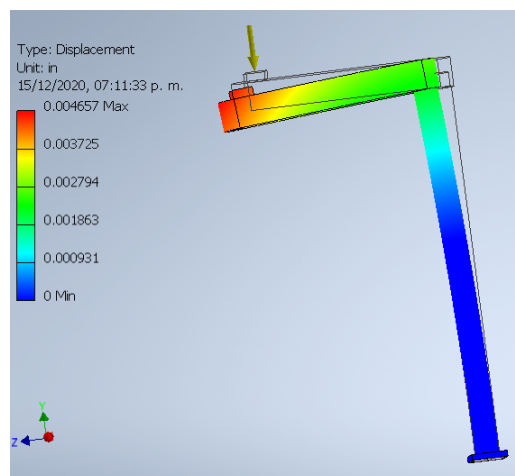


Figura 29. Simulación de desplazamiento de la estructura de palas de agitación.

El desplazamiento máximo de la estructura es pequeño por lo que no afecta en su funcionamiento.

Factor de seguridad en la estructura que sostiene las aspas con el eje

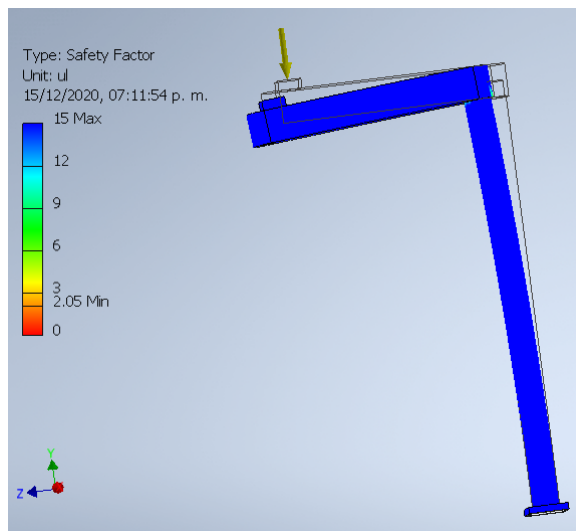


Figura 30. Simulación de factor de seguridad de la estructura de palas de agitación.

El factor de seguridad mínimo es de 12, superior al asumido en los cálculos.

4.3.2. Tornillo Extrusor

Descripción del Problema (Diseño Tornillo)

El diseño del Tornillo para esta máquina debe ser construido para que pueda extruir aproximadamente 100gr de masa y trabaje a una velocidad aproximada de 0.0025 m/s, basándose en la velocidad a la que debe entrar cada pupusa al horno. Por esto a partir de lo establecido por el investigador soviético Savgordny en 1973 (Paredes Lozano, 2013) donde desde el diámetro del huesillo y la longitud total del tornillo se obtiene el paso, modulo, diámetro exterior, ángulo de hélice, longitud de trabajo y número de hélices. Sabiendo que las necesidades y requerimientos del cliente establecen que la máquina debe ser lo más compacta posible para que pueda ser utilizada en restaurantes y ser exportada a países como USA.

Datos

$$D_i = 32 \text{ mm} \approx 0.032 \text{ m}$$

$$L = 300 \text{ mm} \approx 0.3 \text{ m}$$

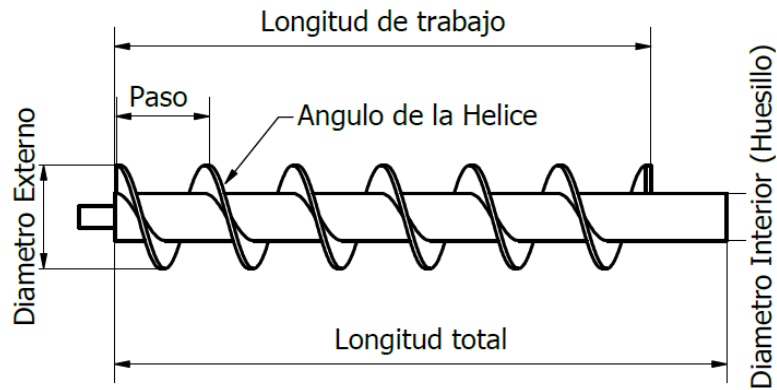
Sketch

Figura 31. Tornillo Extrusor Dimensiones a Calcular

Solución**Paso del Tornillo**

$$p = 1.6 D_i \quad (18)$$

$$p = 1.6 (32 \text{ mm})$$

$$p = 51 [\text{ mm}]$$

Módulo

$$M = \frac{t}{\pi} \quad (19)$$

$$M = \frac{0.051 \text{ m}}{\pi}$$

$$M = 0.016$$

Diámetro Externo

(20)

$$D_{\text{Tornillo}} = D_i + 2M$$

$$D_{\text{Tornillo}} = 0.032 + 2(0.016)$$

$$D_{\text{Tornillo}} = 0.065 \text{ [m]} \approx 0.07 \text{ [m]}$$

Ángulo de la hélice

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{t}{\pi \cdot D_i} \quad (21)$$

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{51 \text{ m}}{\pi \cdot 32 \text{ m}}$$

$$\varphi = 27^\circ$$

Longitud de Trabajo

$$\ell = 0.7 L \quad (22)$$

$$\ell = 0.7 (300\text{mm})$$

$$\ell = 210 \text{ [mm]}$$

Número de hélices

$$\# = \frac{\ell}{D_i} \quad (23)$$

$$\# = \frac{210 \text{ mm}}{32}$$

$$\# = 6.5 \approx 6$$

Descripción del Problema (Determinación de Potencia y Torque necesario para el motor del Tornillo)

Es necesario obtener la potencia y torque del tornillo para poder elegir con que motor trabajara este sistema. Sin embargo, como se verá a continuación existen dos potencias a considerar: la potencia con respecto a la velocidad de 0.0025 m/s (establecida para que se prepare 1 pupusa cada minuto) y la potencia respecto al peso del tornillo. Se realizó ambos cálculos con el fin de escoger el necesario para que el sistema trabaje de forma correcta, siendo la potencia dada a partir del peso del tornillo la indicada, ya que a pesar de que es mucho mayor

a la necesaria para mover la masa, es esencial para que pueda moverse el sistema y la velocidad por mayor que sea puede ser regulada a través de un sistema eléctrico

Área de la Cámara de Extrusión y Caudal del sistema

Para comenzar se debe obtener el área de la cámara de extrusión y así poder obtener el flujo del material en el tornillo, ya que estos son requerimientos para poder sacar la potencia del motor.

Datos

$$D_{\text{Tornillo}} = 0.065 \text{ m} \approx 0.07 \text{ m}$$

Datos Asumidos

El valor de la densidad del material a extruir se obtiene del hecho de que en la tolva se colocan desde 100 gr de masa que son los necesarios para obtener las 30 pupusas cada 30 minutos.

$$\rho = 1800 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

La velocidad establecida para que se prepare 1 pupusa cada minuto.

$$v_{\text{general}} = 0.0025 \text{ [m/s]}$$

El valor del coeficiente de relleno obtenido a partir de la siguiente tabla:

Tabla 24: Tipo de Carga del Tornillo Sin Fin. (Ingemecánica, 2018).

Tipo de Carga	Coeficiente de relleno de la sección λ
Pesada y Abrasiva	0.125
Pesada poco abrasiva	0.25
Ligera poco abrasiva	0.32
Ligera no abrasiva	0.4

Donde se elige que el tipo de carga es Ligera y no abrasiva, por lo tanto:

$$\lambda = 0.4$$

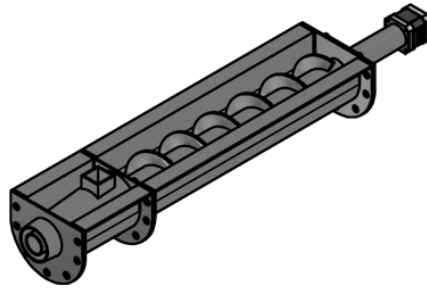
Sketch

Figura 32. Canalón Tornillo Extrusor

Solución

Como ya se mencionó antes se obtiene primero el área de la cámara de extrusión:

$$S = \lambda \left(\frac{\pi \times D^2}{4} \right) \quad (24)$$

$$S = 0.4 \left(\frac{\pi \times 0.07^2}{4} \right)$$

$$S = 1.54 \times 10^{-03} [m^2]$$

Con este resultado se obtiene así el flujo del material en el extrusor:

$$Q = S \times V \times \rho \times i \quad (25)$$

$$Q = 1.54 \times 10^{-03} \times 0.0025 [m/s] \times 1800 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \times 1$$

$$Q = 6.92 \times 10^{-03} \left[\frac{kg}{s} \right] \approx 6.93 \times 10^{-06} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Presión que ejerce la masa en el Tornillo

La presión de la masa en el tornillo es necesaria para poder obtener, con el caudal, la potencia y torque necesario para mover la masa por el tornillo.

Datos

$$\rho = 1800 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$L = 300 \text{ mm} \approx 0.3\text{m}$$

Sketch

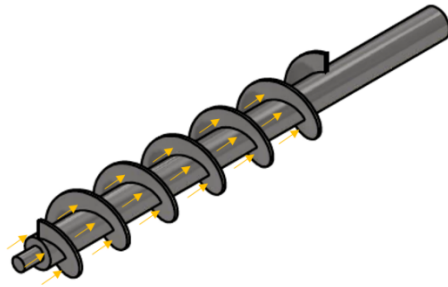


Figura 33. Tornillo Extrusor y Presión de la masa ejercida

Solución

$$P = \rho \cdot g \cdot h + Pa \quad (26)$$

$$P = \left(1800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0.3\text{m} \right) + 1$$

$$P = 5297.4 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2} \right]$$

Potencia y Torque a partir del flujo y presión de la masa

Finalmente se obtiene la potencia y torque necesario para que la masa pueda ser extruida por el tornillo. Para comenzar es necesario obtener la velocidad angular y con los datos sacados anteriormente se obtiene tanto la potencia en base del flujo, perdidas por instalaciones y perdidas por motores que sumadas dan la potencia real del sistema y así dividiendo este valor para los rpm que necesita la masa se obtiene un torque.

Datos

$$P = 5297.4 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

$$Q = 6.93 \times 10^{-06} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

$$r_i = 0.016 [\text{m}]$$

Datos Asumidos

Se asume un ΔP , el cual parte del promedio de la potencia: $\Delta P = 2648.7 \left[\frac{N}{m^2} \right]$

Solución

Para comenzar se obtiene una P_F la cual es potencia en base al flujo, obtenida por:

$$P_F = Q \cdot \Delta P \quad (27)$$

$$P_F = 6.93 \times 10^{-06} \left[\frac{m^3}{s} \right] \cdot 2648.7 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$P_F = \mathbf{0.0184 [W]}$$

Así continuamos con los cálculos por pérdidas, pérdidas por instalaciones y pérdidas por motores:

$$Z_e = 0.015 \cdot P_F \quad (28)$$

$$Z_m = 0.05 \cdot P_F \quad (29)$$

$$Z_e = 0.015 \cdot 0.0184 [W]$$

$$Z_e = \mathbf{2.76 \times 10^{-04} [W]}$$

$$Z_m = 0.05 \cdot 0.0184 [W]$$

$$Z_m = \mathbf{9.2 \times 10^{-04} [W]}$$

Finalmente obtenemos la Potencia Real sumando los tres valores obtenidos anteriormente:

$$HP_{real} = P_F + Z_e + Z_m \quad (30)$$

$$HP_{real} = 0.0184 + 2.76 \times 10^{-04} + 9.2 \times 10^{-04}$$

$$HP_{real} = \mathbf{0.0196 [W]}$$

Así con la potencia se obtiene el torque necesario, sin antes obtener la velocidad angular en rpms necesaria a partir de la velocidad establecida:

$$\omega = \frac{v}{r_i} \quad (31)$$

$$\omega = \frac{0.0025 [m/s]}{0.016}$$

$$\omega = 0.16 \left[\frac{rad}{s} \right] = 1.49 [rpm] \approx 0.025 [rps]$$

$$T = \frac{HP_{real}}{rps} \quad (32)$$

$$T = \frac{0.0196 [W]}{0.025 [rps]}$$

$$T = 0.78 [N \cdot m]$$

Potencia y Torque a partir del Peso del Tornillo

Para poder realizar una comparación y poder realizar la mejor decisión sobre que motor tomar del mercado, se decidió también obtener la potencia y torque necesarios para mover el tornillo a partir del peso del mismo.

Datos

$$w_{tornillo} = 3.178 \text{ kg}$$

$$L = 300 \text{ mm} \approx 0.3\text{m}$$

$$t = 60 \text{ seg}$$

Sketch

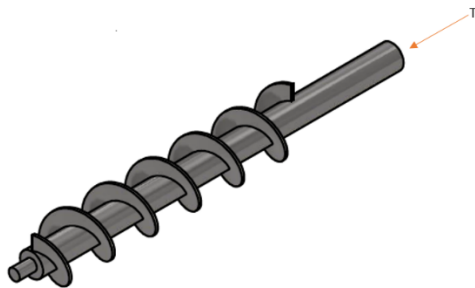


Figura 34. Tornillo Extrusor con Torque Aplicado

Solución

Partiendo de las ecuaciones de trabajo y potencia se obtiene la ecuación necesaria para obtener la potencia necesaria para mover el tornillo de acuerdo a su peso:

$$HP = \frac{w_{\text{tornillo}} \times L}{t \times 76} \quad (33)$$

$$HP = \frac{3.178 [kg] \times 0.3 [m]}{60 \text{ seg} \times 76}$$

$$HP = 2.1 \times 10^{-04} [HP] \approx 0.16 [W]$$

De esta forma se obtiene el torque para los valores obtenidos con las rps establecidas:

$$T = \frac{HP}{rps} \quad (34)$$

$$T = \frac{0.16 [W]}{0.025 [rps]}$$

$$T = 6.4 [N \cdot m]$$

Descripción del Problema (espesor del perfil cuadrado para soportes del Tornillo)

Para obtener el espesor mínimo de los perfiles de la estructura se divide la masa total para número de patas con el fin de obtener el esfuerzo en cada una de ellas. Se asume un factor de seguridad igual a 2 debido a que no se afectan a vidas humanas.

Datos

$$m = 8.273 [kg]$$

$$\sigma_y = 310 [MPa]$$

$$g = 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Datos Asumidos

$$n = 2$$

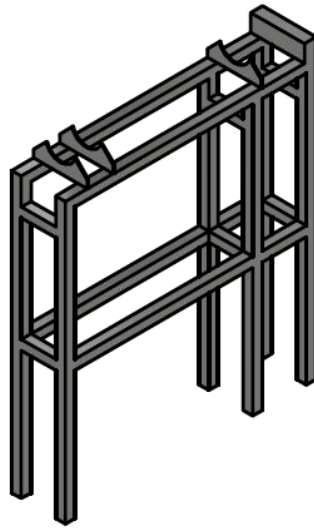
Sketch

Figura 35. Estructura para el tornillo extrusor

Solución

$$F = m * g \quad (35)$$

$$8.273 [kg] * 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$F = 27.03 [N]$$

Con el esfuerzo obtenido al igual que la fuerza se puede calcular el área

$$A = \frac{F}{\sigma_a} \quad (36)$$

$$A = \frac{27.03 [N]}{155 [MPa]}$$

$$A = 0.18 [m^2]$$

Simulaciones:

Para poder observar cómo trabaja el tornillo y comprobar si el material y las dimensiones seleccionadas soportan la presión ejercida por el fluido, además de las otras fuerzas como el torque o la velocidad angular, se decidió hacer simulaciones mediante el software de simulación inventor. A continuación, se presentan sus resultados:

Simulación de esfuerzos en Inventor Tornillo Extrusor

Para realizar la simulación de esfuerzos fue necesario tomar en cuenta solo una sección del tornillo y así simplificar el problema, además se definió los siguientes parámetros:

Tabla 25: Parámetros Simulación Tornillo Extrusor

Esfuerzo de Fluencia (MPa)	Presión (MPa) que ejerce la masa	Torque (N)	Velocidad Angular (rpm)
310 MPa	0.005	40	1.49

Esfuerzo máximo en el tornillo

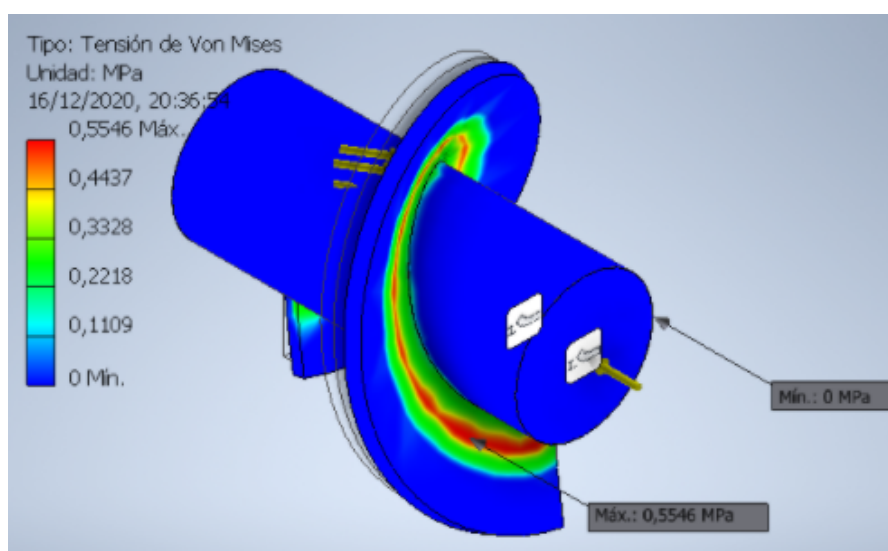


Figura 36. Esfuerzo máximo en el tornillo Extrusor

En esta simulación se puede observar que el esfuerzo máximo que soporta las hélices del tornillo son justo en la sección que se junta con el eje, sección más crítica debido al maquinado, la cual es de 0.5546 MPa por lo que estamos dentro del rango seguro de 310 MPa.

Desplazamiento máximo

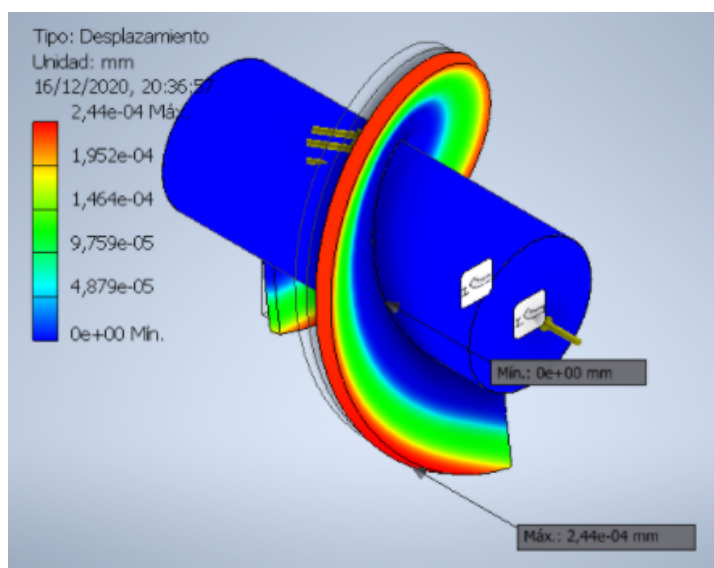


Figura 37. Desplazamiento en el tornillo Extrusor

Como se observa el desplazamiento máximo se daría al final de la hélice, pero este es igual a .0000244 mm por lo que no afecta en nada al tornillo.

Simulación de esfuerzos en Inventor Boquilla Extrusora

Para realizar la simulación de esfuerzos fue necesario tomar en cuenta a la boquilla dividida en la sección por donde pasa la masa y la sección por donde pasa el relleno y así simplificar el problema, además se definió los siguientes parámetros:

Los valores de las presiones se obtuvieron mediante el programa CFD en donde mediante iteraciones se encontró que la presión que ejerce el flujo en cada sección de la boquilla es igual a las siguientes:

Mallado fino

Restricción en la base de la boquilla y en la unión con la tolva

Tabla 26: Parámetros Simulación Boquilla Extrusora

Esfuerzo de Fluencia (MPa)	Presión (MPa) que ejerce la masa	Presión (MPa) que ejerce el relleno
310 MPa	0.008	0.002

Esfuerzo máximo en la boquilla del relleno

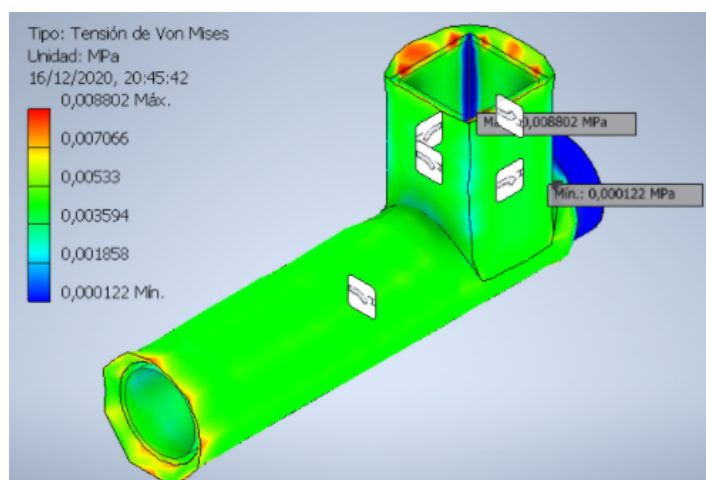


Figura 38. Esfuerzo máximo en Boquilla del Relleno

En esta simulación se puede observar que el esfuerzo máximo que soporta la boquilla del relleno es de 0.0088 MPa por lo que estamos dentro del rango seguro de 310 MPa.

Desplazamiento máximo en la boquilla del relleno

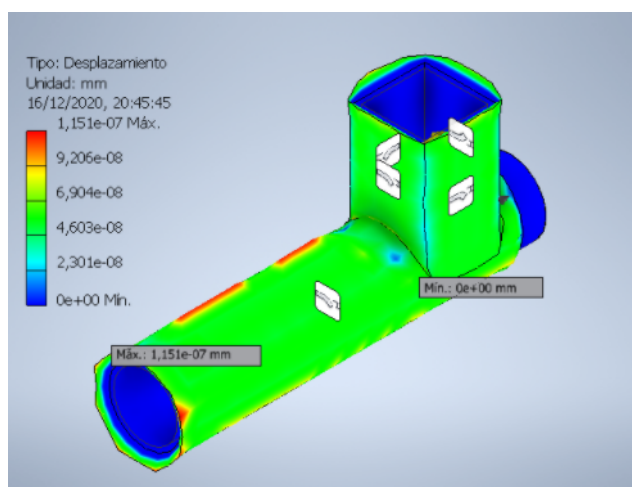


Figura 39. Desplazamiento en Boquilla del Relleno

Como se observa el desplazamiento máximo se daría en la parte final de la boquilla por donde se extruye el relleno, pero este es igual a 1.15e-07 mm por lo que no afecta en nada al tornillo.

Esfuerzo máximo en la boquilla de la masa

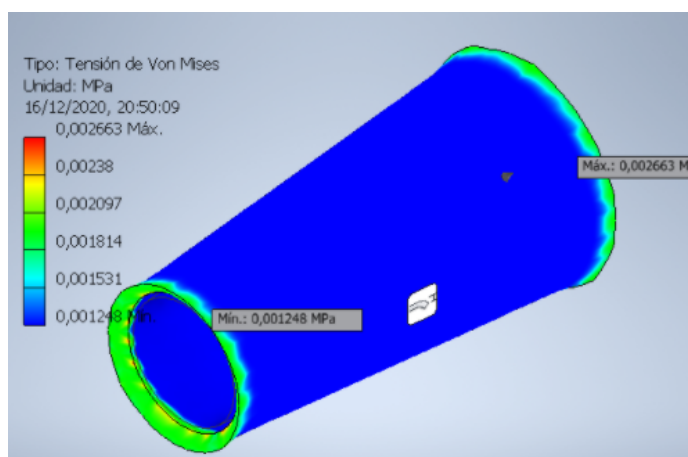


Figura 40. Esfuerzo máximo en Boquilla de la masa

En esta simulación se puede observar que el esfuerzo máximo que soporta la boquilla de la masa es de 0.00266 MPa por lo que estamos dentro del rango seguro de 310 MPa.

Desplazamiento máximo en la boquilla de la masa

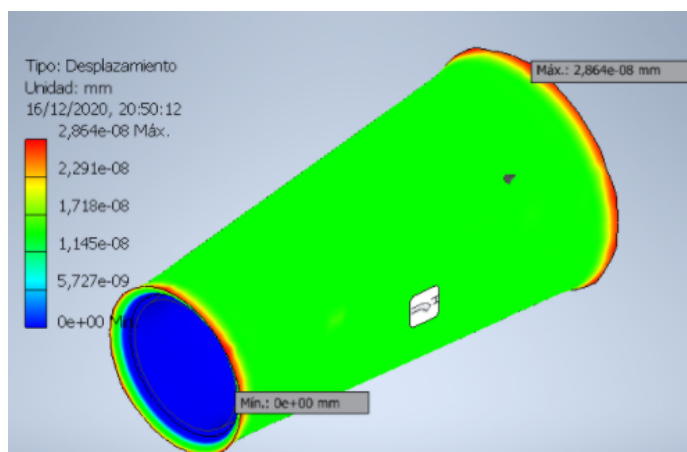


Figura 41. Desplazamiento en Boquilla de la masa

Como se observa el desplazamiento máximo se daría en la parte final de la boquilla por donde se extruye la masa, pero este es igual a $2.86e-8$ mm por lo que no afecta en nada al tornillo.

Esfuerzo máximo en la Estructura del Tornillo

Para realizar las simulaciones de la estructura se tomó la fuerza que ejerce el peso del tornillo y el motor, así se dividió la carga del tornillo en cada uno de los perfiles para analizar el comportamiento de la estructura general. De esta forma se colocó los siguientes parámetros:

Tabla 27: Parámetros Simulación Estructura del Tornillo

Esfuerzo de Fluencia (MPa)	Factor de Seguridad	Fuerza (N) (Tornillo)	Fuerza (N) (Motor)
310 MPa	2	40.54	37.28

Esfuerzo máximo en la estructura del tornillo extrusor:

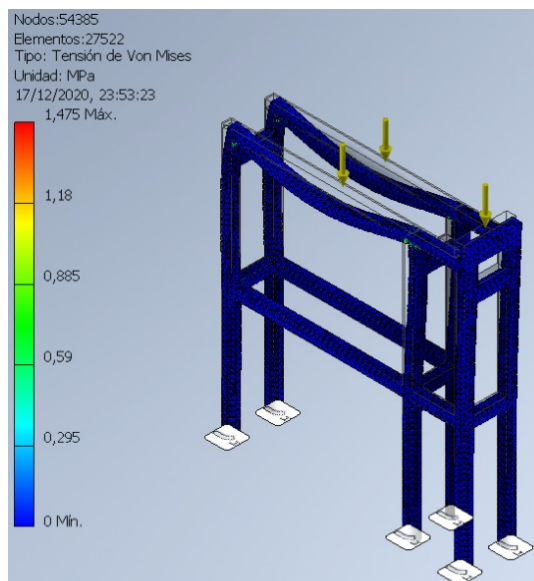


Figura 42. Esfuerzo máximo en Estructura del Tornillo Extrusor

Desplazamiento máximo en la estructura del tornillo extrusor:

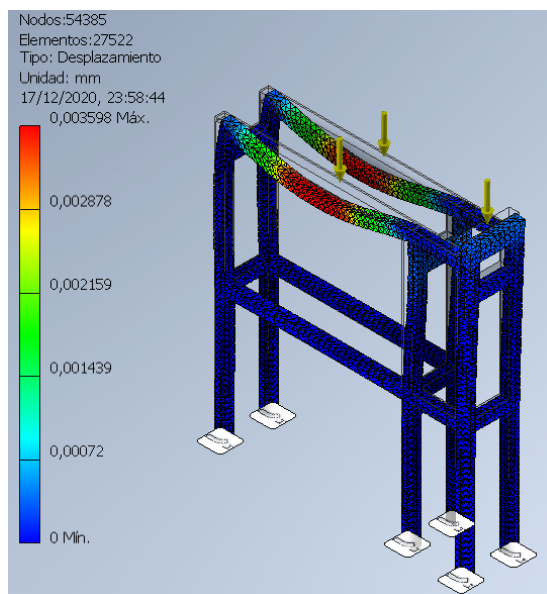


Figura 43. Desplazamiento en Estructura del Tornillo Extrusor

4.3.3. Máquina de Corte y Sellado

Descripción del Problema (Presión necesaria para el corte)

La presión requerida para la acción de corte de la masa y relleno se calcula con el fin de seleccionar el cilindro neumático que cumpla con los requerimientos establecidos.

Datos

Material: plancha de acero inoxidable AISI 304 de espesor de 5 mm

h : 50 [mm]

e : 8 [mm]

mp : 3 [onzas] = 85.0486 [g]

dp = 13 [cm] = 0.13 [m]

Sketch

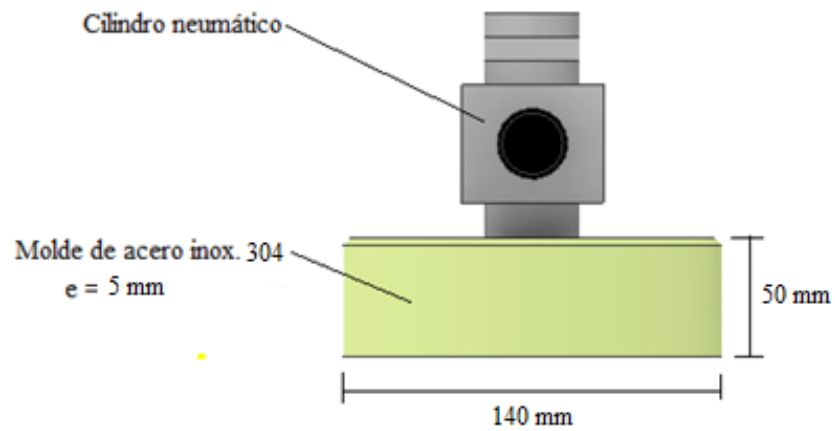


Figura 44. Dimensiones del molde de corte y sellado.

Diagrama de cuerpo libre

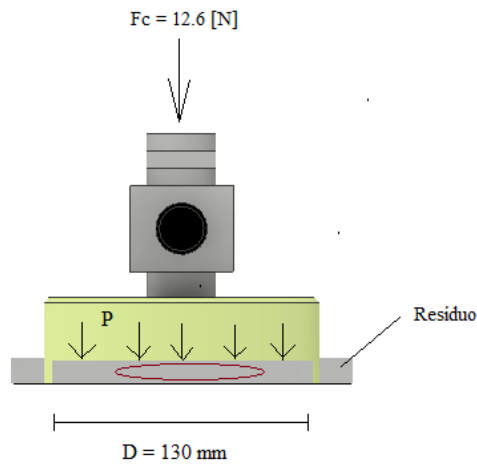


Figura 45. Carga aplicada por el cilindro neumático sobre el molde

Solución

Área de la pupusa:

$$A = \frac{\pi}{4} * D^2 \quad (37)$$

Obteniendo:

$$A = \frac{\pi}{4} * 0.13^2$$

$$A = 0.0133 \text{ m}^2$$

Con esto procedemos a calcular la presión de corte que se obtiene con la siguiente fórmula:

$$P = \frac{F_c}{A} \quad (38)$$

De esta forma:

$$P = \frac{1.285 \text{ [kgf]}}{0.0133 \text{ [m}^2]} * \frac{9.806 \text{ [N]}}{1 \text{ [kgf]}} = 947.42 \text{ [Pa]}$$

$$P = 947.42 \text{ [Pa]} = 0.0096 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

Esta es entonces la presión que se requiere para cortar y sellar cada pupusa.

Descripción del Problema (Cilindro Neumático)

Lo que procede ahora es el cálculo para determinar el diámetro mínimo para la elección del cilindro neumático. Se realiza esto asumiendo un valor de 30 [psig] o 2 [bar] para la presión neumática que es permitida dentro del émbolo y que es asumida según el catálogo FESTO para el cilindro neumático. Conocida la presión neumática del aire comprimido dentro del cilindro y la fuerza de corte requerida encontramos con la siguiente fórmula el área mínima para después despejar el diámetro mínimo. De la fórmula para la presión neumática tenemos:

Datos

$$P_n = 30 \text{ [psig]}$$

Datos asumidos

Tabla 28. Catálogo FESTO del cilindro neumático

Fuerzas [N] y energía de impacto [J]	
Díametro de émbolo	32
Fuerza teórica con 6 [bar] en avance S2/S20	483
	415
Fuerza teórica con 6 [bar] en retroceso S2/S20	415
	415

Sketch

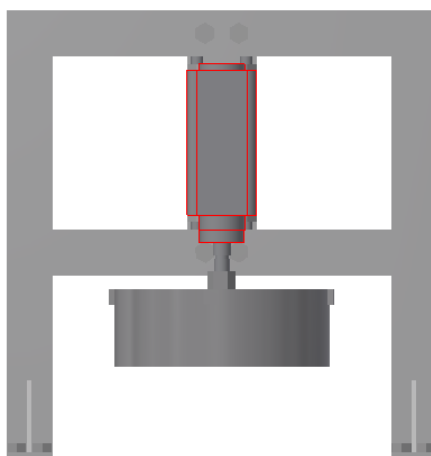


Figura 46. Cilindro neumático acoplado al molde

Solución

Se inicia calculando el Área mínima para seleccionar el embolo del cilindro neumático:

$$P_n = \frac{F_c}{A_{min}} \quad (39)$$

$$A_{min} = \frac{F_c}{P_n} \quad (40)$$

$$A_{min} = \frac{1.285 [kgf]}{30 [psi]} * \frac{9.806 [N]}{1 [kgf]} \frac{1 [psi]}{6894 [Pa]}$$

$$A_{min} = 6.09^{-5} [m^2]$$

Con este valor para el área mínima se despeja el diámetro mínimo para determinar el cilindro neumático que cumple con los requerimientos:

$$A_{min} = \frac{\pi}{4} * D_{min}^2$$

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4 * A_{min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 6.09^{-5} [m^2]}{\pi}} = 8.805^{-3} [m] = 8.805 [mm]$$

Esto nos faculta el poder elegir cualquier cilindro neumático que tenga un diámetro mayor al calculado en esta sección. Se selecciona entonces un cilindro de diámetro de 32 [mm] el cual cuenta con una carrera de 115 [mm]. Las características del actuador que mejor se acopla a los requerimientos de corte y sellado se encuentra en el Catálogo de FESTO para la selección del cilindro neumático.

Descripción del Problema (Selección de Resortes)

Este mecanismo, como se mencionó anteriormente, cuenta con resortes que no permiten que se quede la masa en el molde por la acción de corte y sellado. Para este sistema de expulsión se calcula los requerimientos para los resortes con el fin de llevar a cabo esta acción adecuadamente (Mott, R., p. 735):

Datos:

Material: Acero inoxidable AISI 304

Módulo de Rigidez = 69 [GP]

$L_{op} = 20$ [mm]

$L_{li} = 22$ [mm]

$D_m = 13$ [mm]

$D_{pal} = 1.5$ [mm]

Solución

Cargas y longitud de carga del resorte

$$F_c = \frac{1.285 \text{ [kgf]}}{1} * \frac{9.806 \text{ [N]}}{1 \text{ [kgf]}} = 12.6 \text{ [N]}$$

Con esto se procede a calcular la constante del resorte

$$k = \frac{F_c}{L_{li} + L_{op}} \quad (41)$$

$$k = \frac{12.6 \text{ [N]}}{0.022 \text{ [m]} - 0.020 \text{ [m]}} = 6300 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

Se considera un diámetro medio de 13 mm para el resorte para el siguiente paso.

Con los datos del alambre del resorte:

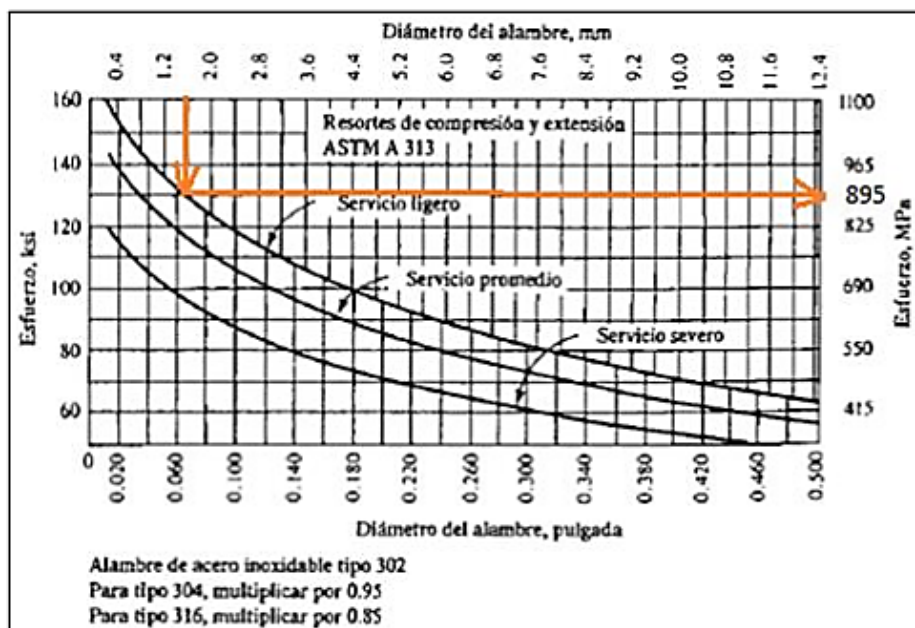


Figura 47. Esfuerzo de diseño para el acero inoxidable (Mott, R, 2006)

Se tiene entonces un valor de 895 [Mpa].

Ahora, con el índice de resorte C, se calcula el valor de Wahl:

$$C = \frac{D_m}{D_{pal}} \quad (42)$$

$$C = \frac{13}{1.5} = 8.6$$

Con este valor se establece en la siguiente figura el valor de Wahl:

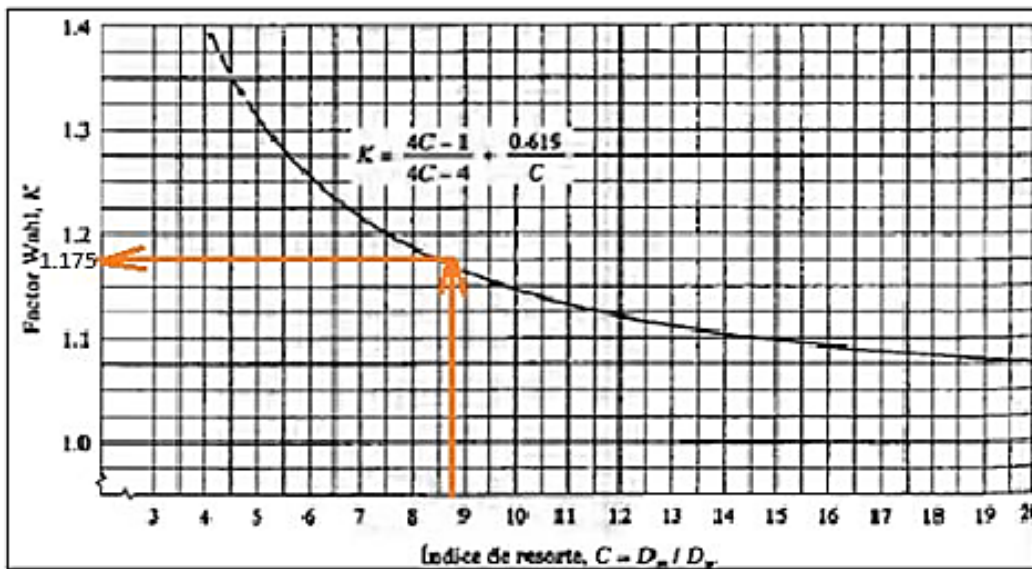


Figura 48. Valor de Wahl (Mott, R, 2006)

De la figura se tiene un valor de Wahl de: 1.175 que servirá para calcular el diámetro del alambre corregido D_{cal} :

$$D_{cal} = \left[\frac{8KF_c D_m}{\tau_d} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (43)$$

$$D_{cal} = \left[\frac{8 * 1.175 * 12.6 [N] * 0.013 [m]}{895 [MPa]} \right]^{\frac{1}{3}} = 1.20 \times 10^{-3} [m]$$

Teniendo el valor corregido para el diámetro del alambre se procede a corregir los valores de C y K:

$$C = \frac{D_m}{D_{pal}} = \frac{13}{1.2} = 10.8$$

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} = \frac{(4 * 10.8) - 1}{(4 * 10.8) - 4} + \frac{0.615}{10.8} = 1.13$$

Teniendo estos valores corregidos se procede a calcular el valor corregido del esfuerzo del acero inoxidable que se genera por la aplicación de la fuerza de corte F_c :

$$\tau_d = \frac{8KF_c D_m}{\pi * D_{cal}^3} D_{cal} = \left[\frac{8KF_c D_m}{\tau_d} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (44)$$

$$\tau_d = \frac{8 * 1.13 * 12.6 [N] * 0.013 [m]}{\pi * (1.20 \times 10^{-3} [m])^3} = 272,77 [MPa]$$

Para soportar el esfuerzo generado en el resorte se requiere cierto número de espiras por lo que se procede a calcular el mismo:

$$N_e = \frac{G D_{cal}}{8kC^3} \quad (45)$$

De esta manera se tiene que:

$$N_e = \frac{69 \times 10^9 [Pa] * 1.20 \times 10^{-3} [m]}{8 * 6300 \left[\frac{N}{m} \right] * 10.8^3} = 1.3 \text{ espiras}$$

Considerando el catálogo de proveedores de resortes se hace uso de la siguiente nomenclatura para la selección del resorte requerido por el componente calculado.

El resorte se selecciona según la carga a la que va a estar sometido. Se opta por tanto utilizar un resorte de material de acero inoxidable que tiene un diámetro de 15 mm que se referencia con la nomenclatura LP035L 03 de la empresa Lite Pressure MR.

Descripción del Problema (Potencia necesaria para la banda transportadora)

La potencia dependerá básicamente de dos fuerzas que se requiere vencer para transportar las pupusas hacia el horno. Estas son:

1. Fuerza para mover los componentes de la banda cuando esta está vacía.
2. La fuerza necesaria para desplazar la carga generada por las pupusas transportadas.

Datos

Para el presente proyecto se ha procedido a seleccionar la banda de material tipo PVC que permite la norma FDA.

De este material se toma las siguientes características:

$$v_p: 0.00106 [m^3]$$

$$m_p: 0.15 [kg]$$

$$\gamma = \frac{0.15 [kg]}{0.00106 [m^3]} = 141.5 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$t_b: 20 [cm]$$

T_m: ambiente

tr_b: 45 [cm] (conducirá 3 pupusas sobre la banda)

$$v = 0.0025 \left[\frac{m}{s} \right]$$

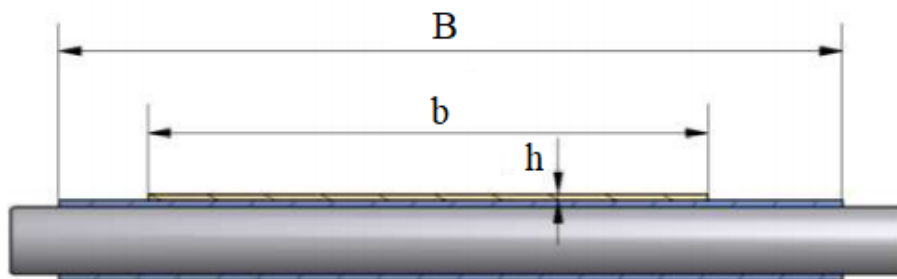
Sketch

Figura 49. Área transversal de la pupusa sobre la banda transportadora. (Fuente Propia)

Solución

Se inicia calculando la Capacidad de masa requerida a conducir:

$$1 \left[\frac{\text{pupusas}}{\text{min}} \right] * 0.15 \left[\frac{kg}{\text{pupusa}} \right] * \frac{1 [ton]}{1000 [kg]} * \frac{60 [min]}{1 [h]} = 0.009 \left[\frac{ton}{h} \right]$$

Luego se calcula la capacidad volumétrica que es la capacidad máxima de transporte de la banda

$$A_{tp} = b * h$$

$$A_{tp} = 0.13 [m] * 0.008 [m]$$

$$A_{tp} = 0.00104 [m^2]$$

Con este valor se procede a calcular la capacidad volumétrica que es directamente proporcional al área transversal calculada previamente y a la velocidad de transporte:

$$Q_v = 3600 * A_{tp} * v$$

$$Q_v = 3600 * 0.00104 * 0.0025$$

$$Q_v = 0.0094 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

Con esto se calcula la capacidad de transporte considerando el peso específico del material de la banda transportadora:

$$Q_T = Q_v * \gamma \quad (46)$$

$$Q_T = 0.0094 \left[\frac{m^3}{h} \right] * 141.5 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * \frac{1[ton]}{1000 [kg]}$$

$$Q_T = 0.0013 \left[\frac{ton}{h} \right]$$

Como se mencionó anteriormente, hay dos fuerzas que son consideradas para el cálculo de la potencia requerida por el motor que mueve la banda transportadora.

$$F_1 = C * f * L * G * g \quad (47)$$

Los factores de fricción se deben al contacto que se genera por el peso de la banda y el de los componentes móviles de la misma. Este valor varía según el tipo de rodillo seleccionado, la forma y el mantenimiento requerido. Dicho factor se selecciona a partir de la siguiente tabla.

CONDICIÓN	f
Buenos transportadores con rodillos de marcha suave y pequeña fricción interna en el material.	0.017
Valor estándar para bandas transportadoras con ambiente normal de trabajo	0.020
Para condiciones de marcha desfavorables operación polvosa, sobrecargas periódicas.	0.023-0.030
Transportadores descendentes que requieren frenado por medio de motor	0.012

Figura 50. Factores de fricción de bandas transportadoras. (Norton, 2010)

Escogiendo el valor de 0.02 para una banda transportadora estándar que estará sometida únicamente a la temperatura ambiente.

El coeficiente C es aquel que está relacionado con la longitud que se proyecta por la banda y se realiza por medio de la siguiente expresión:

$$C = 15.9 * L^{-0.61} + 0.77 \quad (48)$$

$$C = 15.9 * 0.45^{-0.61} + 0.77$$

$$C = 26.65$$

El valor para el peso de las partes móviles “G” se aproxima con la siguiente expresión:

$$G = 2G_b * \frac{G_{ro}}{S_1} \quad (49)$$

$$G = 2(0.6) * \frac{4}{0.45}$$

$$G = 10.67 \left[\frac{kg}{m} \right]$$

Teniendo calculados todos los valores se procede a reemplazar los mismos en la ecuación para hallar la fuerza 1:

$$F_1 = 26.65 * 0.02 * 0.3 * 2.37 * 9.81$$

$$F_1 = 16.75 [N]$$

$$F_2 = \left(\frac{C * f * L * Q_T}{3.6 * v} \right) * g \quad (50)$$

$$F_2 = 0.45 [N]$$

Finalmente, se la calcula la potencia teórica que requiere la banda transportadora:

$$P_{te} = \frac{(F_1 + F_2) * v}{1000} \quad (51)$$

$$P_{te} = \frac{(4.73 + 0.29) * 0.0025}{1000}$$

$$P_{te} = 0.000013 [hp]$$

El valor obtenido para la potencia requerida por el motor es muy pequeño debido principalmente a que la longitud de la banda transportadora es pequeña y el peso de masa con el relleno no es representativo para la capacidad que tiene la banda.

Este resultado se considera como el teórico por lo que debe proceder a calcular la potencia real para el motor. Este nuevo valor considera la eficiencia del motor y las pérdidas que se producen por la transmisión de movimiento de cada pieza de la banda transportadora.

Considerando esto, se determina el valor de eficiencia para cada parámetro que influye para obtener el valor real de potencia y usando la siguiente ecuación:

$$P_R = \frac{P_{te}}{(\eta_{motor} * \eta_{motor-reductor} * \eta_{tb} * \eta_{tc})} \quad (52)$$

Así de esta forma se logra obtener la capacidad de potencia real del motor:

$$P_R = \frac{0.000013 [hp]}{(0.9 * 0.98 * 0.96 * 0.98)}$$

$$P_R = 0.000015 [hp]$$

Con este valor se determina que el motor usado debe ser de baja frecuencia por lo que se procede a usar el motor con designación: A35K-M566(W)-G5 que es suficiente para

abastecer la potencia necesaria para mover la banda transportadora con las pupusas sobre ella; las características del mismo se encuentran en el catálogo para el motor seleccionado de la empresa Autonics Corporation.

Descripción del Problema (Torque necesario)

El torque necesario para mover las partes mecánicas como el rodillo, la banda y las pupusas se establece para confirmar la selección del motor según el torque que requiere mover las pupusas sobre la banda transportadora.

Datos:

Fa: 17.2 [N]

Solución

$$T_b = \frac{d_p}{2} * \frac{Fa}{\eta_{motor-reductor}} \quad (53)$$

$$T_b = \frac{0.05}{2} * \frac{17.2}{0.98} = 0.44 [N.m]$$

$$T_b = 0.44 [N.m]$$

Descripción del Problema (Esfuerzo generado en el acople MOTOR-RODILLO)

Al momento de ser acoplado y accionado el motor con el rodillo se generan esfuerzos en el acople debido a los concentradores de esfuerzo por el cambio de geometría. Se calcula por tanto el esfuerzo máximo generado en el acople.

Datos:

$$d_1 = 0.012 [m]$$

$$d_2 = 0.008 [m]$$

Diagrama de cuerpo libre

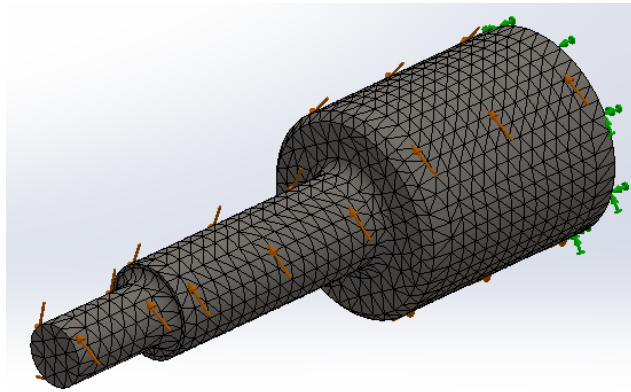


Figura 51. Torque aplicado en el Acople Motor-rodillo

Solución

Zona donde el diámetro es 0.012 [m]

$$\tau_{nom} = \frac{T * c}{J} \quad (54)$$

Que le corresponde a una inercia de:

$$J = \frac{\pi * d_1^4}{32} = \frac{\pi * 0.012^4}{32} = 2.03 \times 10^{-9}$$

$$\tau_{nom} = \frac{0.44 [N.m] * 0.006 [m]}{2.03 \times 10^{-9} [m^4]}$$

$$\tau_{nom} = 1.3 [MPa]$$

Coficiente de concentración:

$$\frac{r}{d_1} = 0.125 \quad (55)$$

$$\frac{D}{d_1} = 2.16 \quad (56)$$

Esto corresponde a un valor de coeficiente de concentración de: $K_t = 1.45$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 1.45 * 1.3 [MPa] = 1.89 [MPa]$$

Zona donde el diámetro es 0.008 [m]

$$\tau_{nom} = \frac{T * c}{J}$$

Que le corresponde a una inercia de:

$$J = \frac{\pi * d_1^4}{32} = \frac{\pi * 0.012^4}{32} = 4.02 \times 10^{-10}$$

$$\tau_{nom} = \frac{0.44 [N.m] * 0.004 [m]}{4.02 \times 10^{-10} [m^4]}$$

$$\tau_{nom} = 4.4 [MPa]$$

Coefficiente de concentración

$$\frac{r}{d_1} = 0.18$$

$$\frac{D}{d_1} = 1.5$$

Esto corresponde a un valor de coeficiente de concentración de: $K_t = 1.45$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 1.3 * 4.4 [MPa] = 5.72 [MPa]$$

Entonces, se debe confirmar que efectivamente no se superen estos esfuerzos y evitar la fractura por concentración de esfuerzos generados en las zonas más críticas, es decir, donde las zonas que cambia bruscamente la geometría.

Descripción del Problema (espesor del perfil cuadrado para soportes de mesa)

Para obtener el espesor mínimo de las patas de la mesa se divide la masa total para número de patas con el fin de obtener el esfuerzo en cada una de ellas. Se asume un factor de seguridad igual a 2 debido a que no se afectan a vidas humanas.

Datos

$$m=120 [kg]$$

$$\sigma_y=310 [MPa]$$

$$g = 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Datos Asumidos

$$n = 2$$

Solución

$$F = m * g = 120 \text{ kg} * 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$F = 1176 \text{ [N]}$$

La fuerza que se calcula se divide para el número de soportes de la estructura:

$$F = \frac{1176 \text{ [N]}}{4} = 294 \text{ [N]}$$

Con este valor se calcula el esfuerzo

$$\sigma_a = \frac{\sigma_y}{n} = \frac{310 \text{ [MPa]}}{2} = 155 \text{ [MPa]}$$

Este esfuerzo es el que se admite debido a la carga aplicada según el material seleccionado.

Simulaciones:

Torque aplicado en Acople Motor-rodillo conductor usando SolidWorks

Condiciones de borde: Se fija la zona donde se acopla el eje del motor con el acople

Torque aplicado: 0.44 [N.m]

Nodos: mallado fino

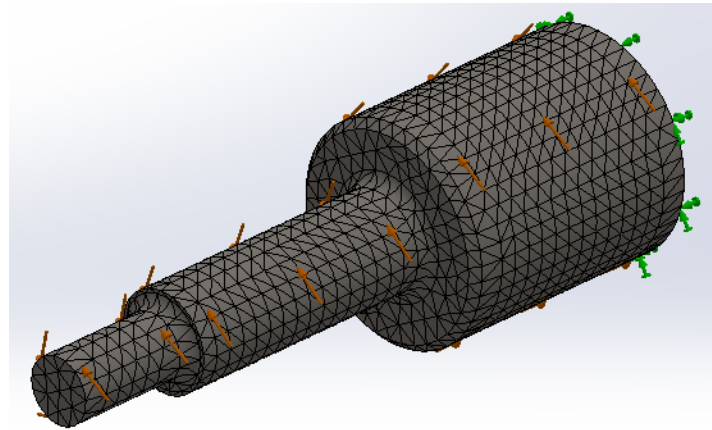


Figura 52. CAD con las condiciones de borde aplicadas

Resultados de la simulación obtenida por el Torque aplicado:

Esfuerzo de Von Mises

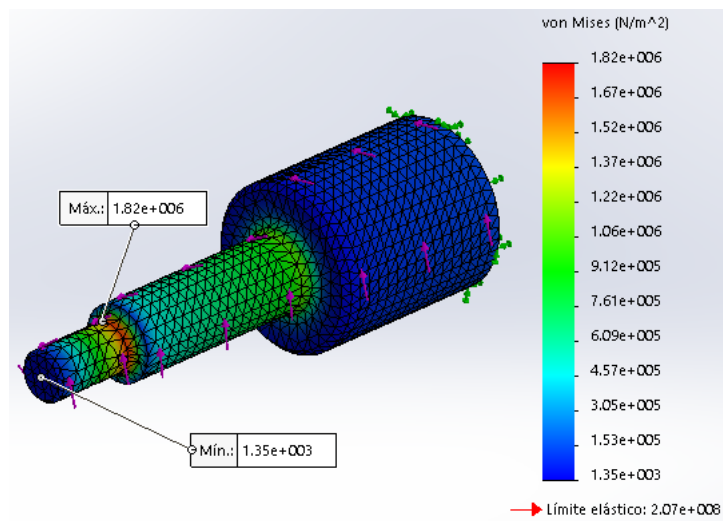


Figura 53. Esfuerzo de Von Misses en acople

Tabla 29. Resultados de la simulación estática del acople motor-rodillo

Esfuerzos Von Mises	Ø=12 [mm]	Ø=8 [mm]
Máximo	1.89 MPa	5.72 MPa
Calculado	1.04 MPa	1.79 MPa
Simulación	1.06 MPa	1.82 MPa

Tabla 30. Parámetros de la simulación por fatiga del acople motor-rodillo

FATIGA	
Tipo de carga	Activada / Desactivada
Factor de acabado sup.	Mecanizado (0.93)
Factor de carga	Torsión (0.577)
Factor de tamaño	0.75
Resistencia a la Fatiga	258 [MPa]

Tabla 31. Resultados a Fatiga del acople motor-rodillo

Porcentaje de Daño	Vida
0.1 [%]	INFINITA

Debido a que la carga fluctúa por el arranque del motor se realiza la simulación para fatiga con el fin de obtener el Daño y la Vida que tendrá el acople al ser aplicado el torque considerando 100000 ciclos.

Carga aplicada en la estructura general usando Inventor

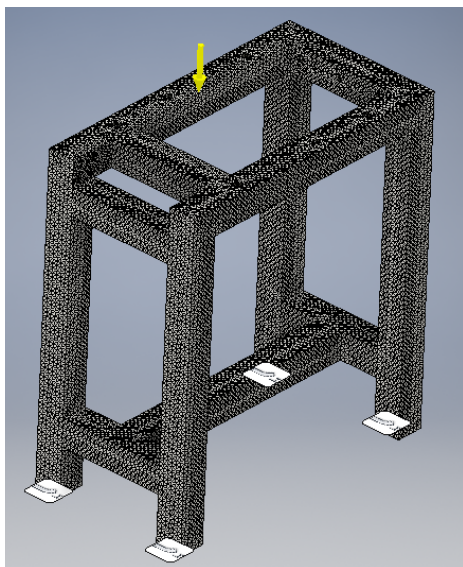


Figura 54. Carga y condiciones de borde en Inventor

Resultados de la simulación obtenida por la carga aplicada:

Esfuerzo de Von Mises:

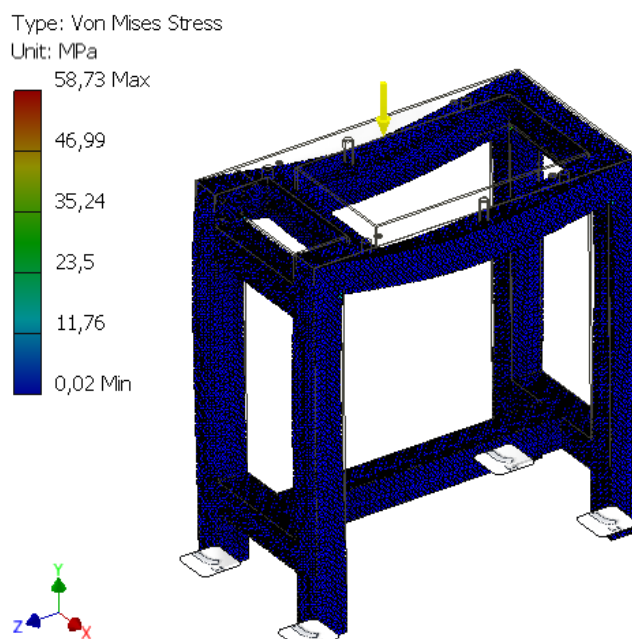


Figura 55. Esfuerzo de Von Mises en la estructura general

Obteniendo un esfuerzo de 58.73 [MPa] generado por la carga aplicada sobre la estructura. Este esfuerzo no supera al esfuerzo de fluencia por lo que se establece una buena consideración de diseño para la estructura.

Tabla 32. Condiciones y resultados de la simulación de carga sobre la estructura

Esfuerzo Fluencia	Carga	Esfuerzo Von Mises	Factor de seguridad calculado	Factor de seguridad simulación	Desplazamiento
210 [MPa]	180 [N]	58.73 [MPa]	2	3,4	0,30 [mm]

Con estos resultados de simulación podemos realizar la siguiente aproximación:

$$FS = \frac{\sigma_{falla}}{\sigma_{adm}} = \frac{210 [MPa]}{58.73 [MPa]} = 3.5$$

Este valor se debe al valor bajo de carga al que se va a exponer la estructura. En el mercado de igual forma se obtiene el perfil de espesor de 1.5 [mm].

1. Carga aplicada en la estructura del cilindro neumático en inventor

Condiciones de borde: Las patas se sujetan fijamente debido a que será completamente fijo esta estructura a la estructura de la banda.

Tabla 33. Condiciones de carga para estructura del cilindro neumático en inventor

Carga aplicada	Esfuerzo de fluencia	Espesor placa	Mallado
28,25 [N]	310 [MPa]	1,5 [mm]	Fino

Obteniendo así los siguientes resultados:

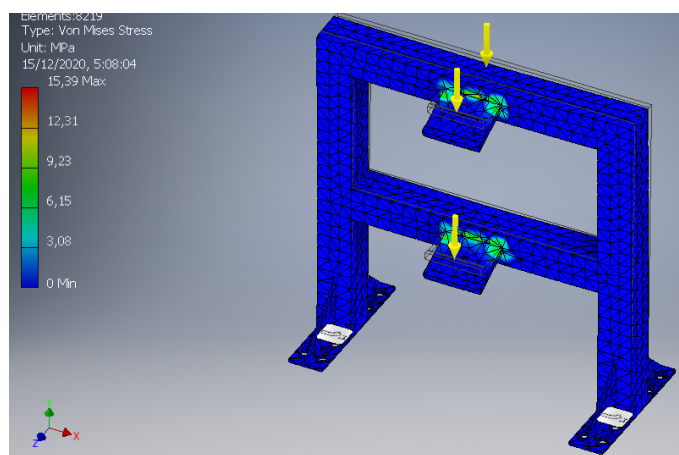


Figura 56. Esfuerzo de Von Mises en la estructura del cilindro neumático

El esfuerzo que más hay que recalcar en este caso es aquel que está cerca de la estructura debido a que la carga está sometida en un material acoplado para simular la distancia a la que en realidad se aplica la misma por lo que el esfuerzo generado por la carga aplicado es de 9.23 [MPa] que no excede al esfuerzo de fluencia del material que se ha seleccionado para el perfil que conforma la estructura.

Desplazamiento:

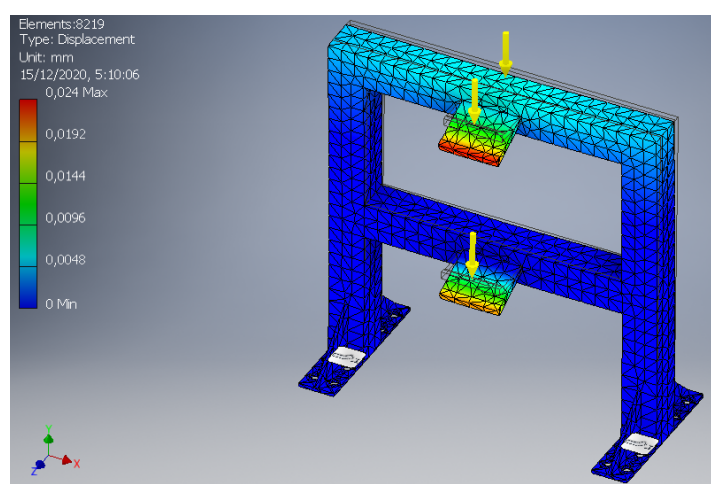


Figura 57. Desplazamiento en la estructura del cilindro neumático

De igual manera en este caso se considera el desplazamiento de la estructura y no la de la pieza donde se aplicó la fuerza. En este caso se tiene un valor de 0.0048 mm que de igual manera no llega a ser significativo para la deformación como tal de la estructura.

Con estos resultados de simulación podemos realizar la siguiente aproximación:

$$FS = \frac{\sigma_{falla}}{\sigma_{adm}} = \frac{310 [MPa]}{9.23 [MPa]} = 33.58$$

Este valor se debe de igual forma al valor bajo de carga al que se va a exponer la estructura. En el mercado de igual forma se obtiene el perfil de espesor de 1.5 [mm].

2. Carga aplicada en la estructura de la banda en inventor

Condiciones de borde: Las patas se sujetan fijamente debido a que será completamente fijo esta estructura a la estructura general.

Tabla 34. Condiciones de carga para estructura

Carga aplicada	Esfuerzo de fluencia	Espesor placa	Mallado
24,92 [N]	310 [MPa]	1,5 [mm]	Fino

Resultados de la simulación al someter la estructura a la carga usando Inventor,

Esfuerzo de Von Mises:

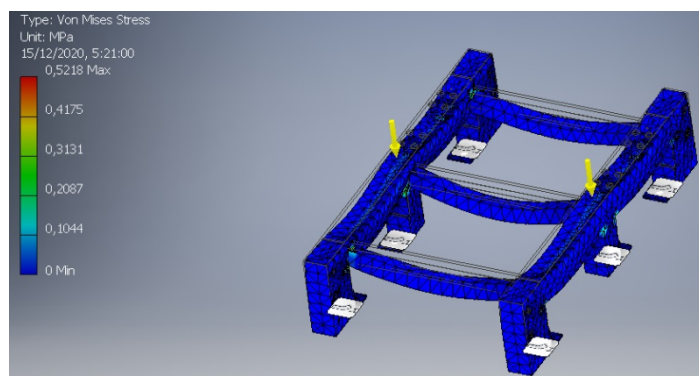


Figura 58. Esfuerzo de Von Mises en la estructura de la banda

La simulación de la carga aplicada en las dos secciones de la estructura da un valor de 0.52 [MPa] debido a que la carga es pequeña y a que la misma solo va a ser utilizada para que en la misma se coloquen piezas mas no estará sometida a cargas que deformen considerablemente la estructura.

Desplazamiento:

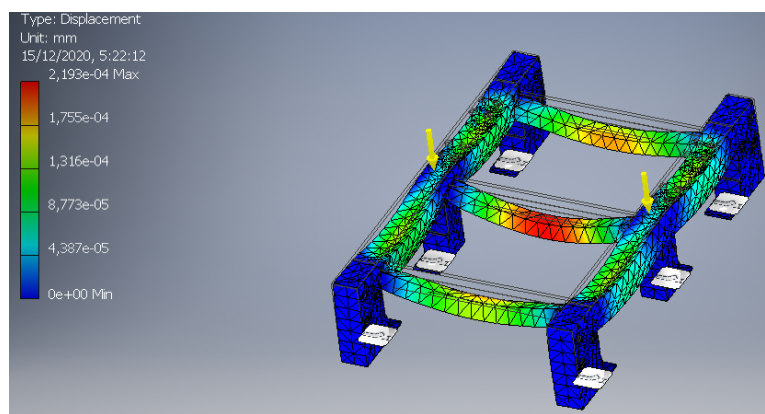


Figura 59. Desplazamiento en la estructura de la banda

La deformación en la estructura es de 0.00022 mm como que como se ha dicho antes se debe a que la estructura solamente sirve como sujeción de otras partes que son incorporadas a la máquina.

De igual forma con estos resultados de simulación podemos realizar la siguiente aproximación:

$$FS = \frac{\sigma_{falla}}{\sigma_{adm}} = \frac{310 [MPa]}{0.52 [MPa]} = 596$$

Este valor se debe de igual forma al valor bajo de carga al que se va a exponer la estructura. En el mercado de igual forma se obtiene el perfil de espesor de 1.5 [mm].

Carga aplicada en la placa del soporte del motor en inventor

Condiciones de borde: La placa se sujeta a la zona lateral debido a que esta será completamente fija a la estructura general.

Tabla 35. Condiciones de carga aplicada sobre placa de soporte de motor

Carga aplicada	Esfuerzo de fluencia	Espesor placa	Mallado
15,70 [N]	310 [MPa]	6 [mm]	Fino

Resultados de la simulación al someter placa a la carga usando Inventor:

Esfuerzo de Von Mises:

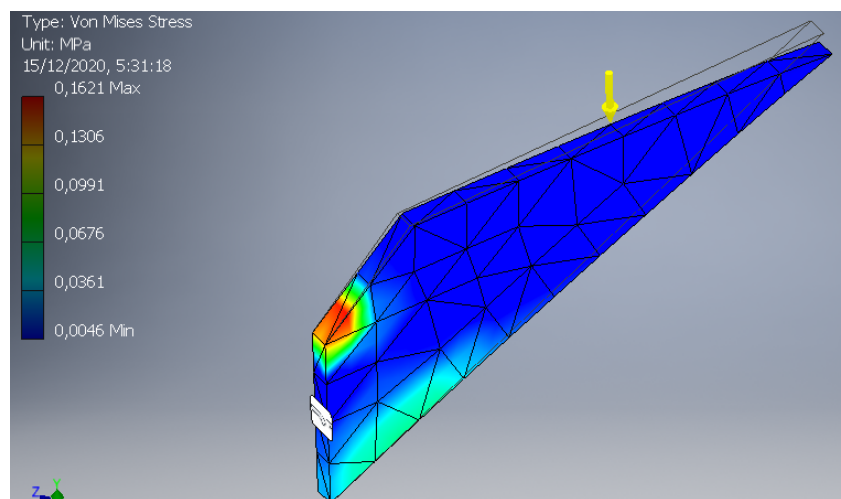


Figura 60. Esfuerzo de Von Mises en la placa de soporte del motor

En este caso se obtiene un valor para el esfuerzo de 0.16 [MPa] siendo esta la zona más crítica y que es mostrada en la simulación. Esta carga se debe al peso del motor.

Desplazamiento:

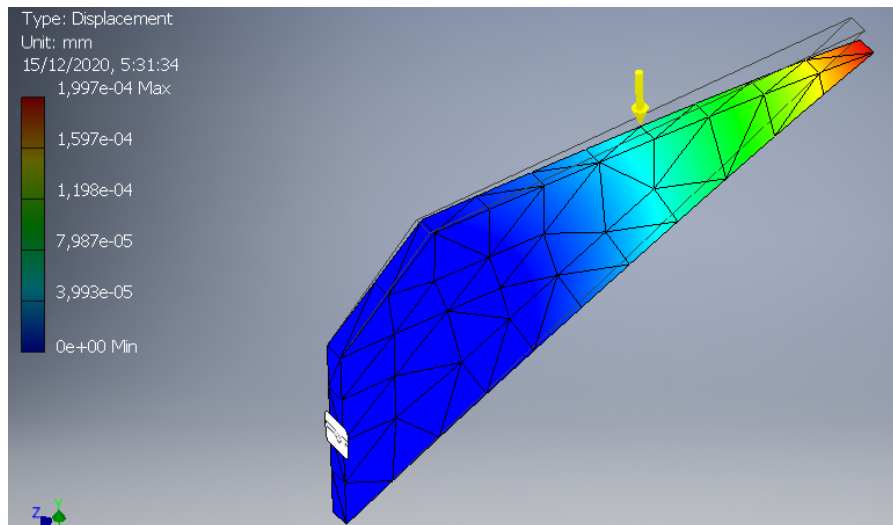


Figura 61. Desplazamiento en la placa del soporte del motor

El desplazamiento de esta parte se debe a que esta zona en rojo es la que menos material tiene y debido a la carga aplicada en la zona superior de la misma. Este desplazamiento es de 0.0002 mm por lo que se confirma que no se tendrá fractura en la zona más crítica debido al desplazamiento ocasionado por la carga aplicada.

Con estos resultados de simulación podemos realizar la siguiente aproximación para el factor de seguridad:

$$FS = \frac{\sigma_{falla}}{\sigma_{adm}} = \frac{310 [MPa]}{0.16 [MPa]} = 1937$$

Este valor es sumamente alto y se debe de igual forma al valor bajo de carga al que se va a exponer la placa. El motor recomienda que la placa de sujeción del motor sea de 6 mm y con la simulación se puede establecer que efectivamente se tendrá un soporte rígido para el motor.

4.3.4. Horno

4.3.4.1. Dimensionamiento térmico

Descripción del Problema (Calor sensible de la pupusa al ingresar al horno)

Ciertos alimentos requieren precocción antes de ingresar al horno. Esto depende de la técnica de preparación seleccionada o de las propiedades del alimento. En este caso, la masa de pupusa no requiere ser calentada antes del ingreso al horno por lo que se la puede colocar sin un previo tratamiento.

Solución

$$\dot{Q}_{a_{sen,in}} = \frac{m \cdot C_p \cdot \Delta T}{t} [W] \quad (57)$$

$$\dot{Q}_{a_{sen,in}} = 0 [W]$$

Descripción del Problema (Calor añadido por el trabajo del ventilador)

Para la creación del horno se agregan elementos externos que mediante su operación generan calor. En este caso el único elemento adicional es el ventilador. Para determinar este calor se pretende seleccionar un ventilador de catálogo dependiendo de los requerimientos del horno. La pieza seleccionada posee un diámetro de 16mm debido a que estos son los que predominan en el mercado. Además, se selecciona una velocidad de flujo de 1.9 m/s debido a que esta es la mínima velocidad de operación dentro de un horno. Con estos datos podemos determinar el caudal y con este caudal seleccionar un ventilador (ROA CETINA, 2018).

Datos

$$V = 1.9 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$D = 0.16 [m^2]$$

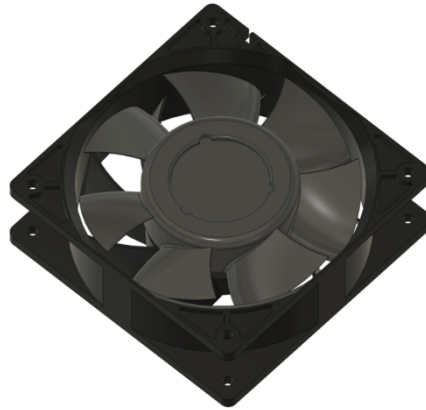
Sketch

Figura 62. Ventilador 160 mm

Solución

Se inicia por el cálculo del caudal con los parámetros obtenidos de catálogo

$$Q = V * A \quad (58)$$

$$Q = 1.9 \left[\frac{m}{s} \right] * \pi \left(\frac{0.16}{2} \right)^2 [m^2]$$

$$Q = 0.038 \left[\frac{m^3}{s} \right] = 137.526 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

Una vez obtenido este resultado podemos seleccionar un ventilador de catálogo. Se selecciona un espécimen con potencia de operación que corresponde a 53 [W].

$$\dot{Q}_{ven} = 53 [W]$$

Descripción del Problema (Calor del sistema entregado a la pupusa)

En este caso, se pretende calcular el calor necesario que el sistema debe entregar a la pupusa para que esta llegue a su punto de cocción. Esto se realiza por medio de convección y radiación. Es necesario obtener las propiedades del metal y del aire para realizar estos cálculos. Además, se define parámetros iniciales como la temperatura a la que debe llegar el horno en su interior y la temperatura del ambiente.

Datos

$$\varepsilon = 0.3$$

$$\sigma = 5.67 * 10^8 \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right]$$

$$A_s = 1.9 [m^2]$$

$$T_i = 20 [^{\circ}C]$$

$$T_s = 200 [^{\circ}C]$$

$$V = 1.9 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Datos Asumidos

Propiedades del aire a 200 °C

Tabla 36. Propiedades del aire a 200° C

Temp.	Densidad	Calor específico	Cond. térmica	Dif. térmica	Vis. cinemática	Vis. dinámica	Prandtl
	ρ	C_p	k	α	ϑ	μ	Pr
[°C]	$\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$	$\left[\frac{Kg}{KgK} \right]$	$\left[\frac{W}{mk} \right]$	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$	$\left[\frac{Ns}{m^2} \right]$	
200	0.7381	1.0252	38.8742 $\times 10^{-3}$	51.5985 $\times 10^{-6}$	35.3532 $\times 10^{-6}$	259.6822 $\times 10^{-7}$	0.6851

Propiedades del aire a 110 °C

Tabla 37. Propiedades del aire a 110° C

Temp	Densidad	Calor específico	Cond. térmica	Dif. térmica	Vis. cinemática	Vis. dinámica	Prandtl
	ρ	C_p	k	α	ϑ	μ	Pr
[°C]	$\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$	$\left[\frac{Kg}{KgK} \right]$	$\left[\frac{W}{mk} \right]$	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$	$\left[\frac{Ns}{m^2} \right]$	
110	0.9123	1.0123	32.5194 $\times 10^{-3}$	34.4692 $\times 10^{-6}$	24.5599 $\times 10^{-6}$	222.7197 $\times 10^{-7}$	0.6934

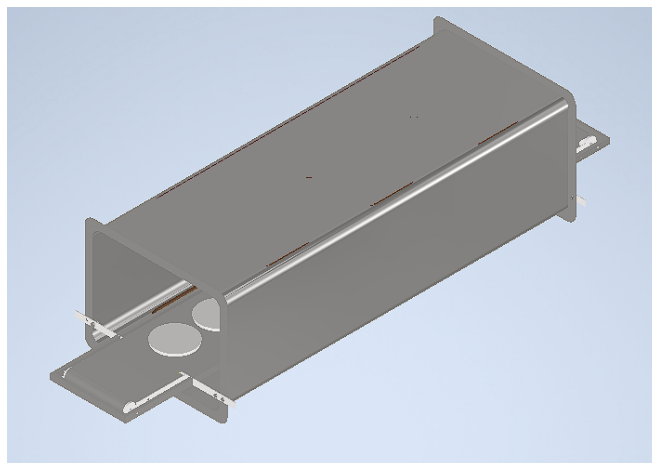
Diagrama de cuerpo libre (Sketch)

Figura 63. Radiación y convección en el horno

Solución**Radiación**

El calor por radiación se da debido a la alta temperatura a la que llegan las paredes del horno.

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot (T_i^4 - T_s^4) \quad (59)$$

$$\dot{Q}_{rad} = 0.3 \cdot 5.67 \cdot 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right] \cdot 1.9 [m^2] \cdot (473.15^4 - 293.15^4)$$

$$\dot{Q}_{rad} = 1381 [W]$$

Convección forzada

Las propiedades se obtienen a partir de la temperatura del film calculada con la siguiente expresión.

$$T_f = \frac{T_i + T_s}{2} \quad (60)$$

$$\frac{200 + 20}{2} = 110 [^{\circ}C]$$

Dichas propiedades se encuentran en la sección de datos asumidos.

Para obtener el calor por convección se calcula el número de Reynolds para de esta manera obtener el coeficiente de convección.

$$Re = \frac{vl_c}{\nu} \quad (61)$$

$$Re = \frac{1.9 \left[\frac{m}{s} \right] * 0.13[m]}{24.56 * 10^{-6}}$$

$$Re = 10057$$

Una vez obtenido el número de Reynolds se procede a calcular el número de Nusselt. Para esto se elige una ecuación dependiendo del número de Reynolds calculado y del número Prandtl.

$$4000 \leq Re \leq 40000$$

Para un numero de Reynolds dentro de este rango se usa la siguiente expresión:

$$Nu = 0.193 * 10057^{0.618} Pr^{1/3} \quad (62)$$

$$Nu = 0.193 * 10057^{0.618} 0.6934^{1/3}$$

$$Nu = 50.83$$

Con el número de Nusselt calculado se tiene los datos necesarios para calcular el coeficiente de convección forzada.

$$Nu = \frac{hi_{forz} \cdot Lc}{K} \quad (63)$$

$$hi_{conv.forz} = \frac{50.83 * 32.5194 * 10^{-3} \left[\frac{W}{mk} \right]}{0.13[m]}$$

$$hi_{conv.forz} = 12,71 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$$

El cálculo del calor que se debe entregar a la pupusa por convección forzada es calculado con la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{conv} = h i_{forz} \cdot A_s \cdot (T_i - T_{\infty}) \quad (64)$$

$$\dot{Q}_{conv} = h i_{forz} \cdot 0.1323[m^2] \cdot (T_i - T_{\infty})$$

$$\dot{Q}_{conv} = 302,76[W]$$

Debido a que ya se calcularon los valores de calor que se va a entregar a la pupusa el paso final es adicionarlos como se muestra a continuación:

$$\dot{Q}_{ent.pup} = 1381 + 302,76$$

$$\dot{Q}_{ent.pup} = 1683.76 [W]$$

Descripción del Problema (Calor sensible de la pupusa)

Se requiere determinar el calor sensible del alimento cuando este termina su proceso de cocción por lo cual se definen los parámetros de temperatura, calor específico del alimento, tiempo de cocción y la masa.

Datos

$$m_{alimento} = 0.150 [kg] \times 8 \text{ pupusas}$$

$$T_i = 200 [^{\circ}C]$$

$$T_{\infty} = 20 [^{\circ}C]$$

$$t = 480 [s]$$

Datos Asumidos

$$C_{p_{alimento}} = 2.51 \left[\frac{J}{Kg * K} \right]$$

Este valor ha sido obtenido de: ‘Efecto del tiempo de cocimiento y reposo del grano de maíz’ (Arambula, 2001).

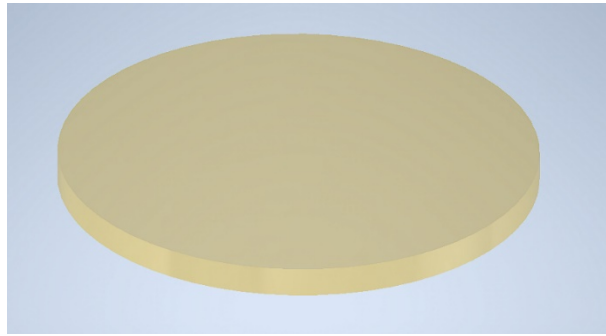
Sketch

Figura 64. Calor sensible de la pupusa

Solución

$$\dot{Q}_{sen.pup} = \frac{m_{pupusa} \cdot C_{p_{pupusa}} \cdot (T_i - T_{\infty})}{t} \quad (65)$$

$$\dot{Q}_{sen.pup} = \frac{1.2[kg] \cdot 2.51\left[\frac{KJ}{Kg \cdot K}\right] \cdot (200 - 20)}{480}$$

$$\dot{Q}_{sen.pup} = 1129.5 [KW]$$

Descripción del Problema

Debido a que la pupusa entra con una temperatura inicial que en este caso se asume que es la temperatura ambiental, es necesario que la pupusa absorba calor. Lo mismo sucede con la malla de la banda transportadora y el aire. En este caso se pretende calcular el calor necesario para alcanzar la temperatura interna del horno por parte del aire y de la banda transportadora.

Datos

$$m_{banda} = 2 [kg]$$

$$C_{p_{banda}} = 500 [J/kg K]$$

$$\Delta T = 180 [^{\circ}C]$$

$$t = 480 [s]$$

Datos Asumidos

$$V = 0.127 [m^3]$$

$$P = 101 \text{ [KPa]}$$

$$R = 0.287 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{KgK}} \right]$$

$$T_{\text{ambiente}} = 293.15 \text{ [K]}$$

$$C_{p_{\text{aire}}} = 1012.5 \left[\frac{\text{J}}{\text{KgK}} \right]$$

Sketch

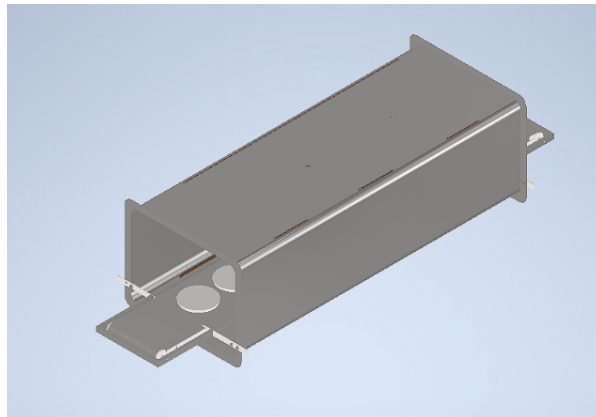


Figura 65. Calor necesario para banda y aire interno

Solución

Banda transportadora

Para obtener el calor necesario para calentar la malla de la banda transportadora se usa la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{\text{banda}} = \frac{m_{\text{banda}} \cdot C_{p_{\text{banda}}} \cdot \Delta T}{t} \quad (66)$$

$$\dot{Q}_{\text{banda}} = \frac{2[\text{kg}] \cdot 500[\text{J/kg K}] \cdot 180[\text{C}]}{480 [\text{s}]}$$

$$\dot{Q}_{\text{banda}} = 375 \text{ [W]}$$

Aire

Para obtener el calor necesario para que el aire alcance los 200°C se necesita obtener el valor de masa del aire mediante la ecuación del gas ideal.

$$m_{aire} = \frac{PV}{RT} \quad (67)$$

$$m_{aire} = \frac{101 [KPa] \cdot 0.127 [m^3]}{0.287 \left[\frac{KJ}{Kg K} \right] \cdot 293.15 [K]}$$

$$m_{aire} = 0.15 [kg]$$

Una vez obtenida la masa se calcula el calor necesario para poder elevar la temperatura del aire hasta la temperatura deseada.

$$\dot{Q}_{aire} = \frac{m_{aire} \cdot C_{p_{aire}} \cdot \Delta T}{t} \quad (68)$$

$$\dot{Q}_{aire} = \frac{0.15 [kg] \cdot 1012.5 \left[\frac{kJ}{kg K} \right] \cdot 293.15 [K]}{480 [s]}$$

$$\dot{Q}_{aire} = 57.90 [W]$$

Una vez obtenidos los valores adicionales de salida de calor se procede a hacer la adición de estos.

$$\dot{Q}_{ad,sal} = \dot{Q}_{banda} + \dot{Q}_{aire} \quad (69)$$

$$\dot{Q}_{ad,sal} = 375 + 57.9$$

$$\dot{Q}_{ad,sal} = 432.9 [W]$$

Descripción del Problema

Es necesario que la temperatura superficial del horno no supere los 40°C para que no produzca quemaduras en la piel del usuario. Es por esta razón que se asume dicha temperatura como la superficial del horno. En este caso se pretende calcular las pérdidas de calor por convección y por radiación que se dan al interior del horno.

Datos

$$\varepsilon = 0.3$$

$$\sigma = 5.67 * 10^8 \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right]$$

$$A_s = 3.21 [m^2]$$

$$T_\infty = 20 [^\circ C]$$

$$g = 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$L_c = 0.1 [m]$$

Datos Asumidos

$$T_{se} = 40 [^\circ C]$$

Tabla 38. Propiedades del aire a 40°C

Temp	Densidad	Calor específico	Cond. térmica	Dif. térmica	Vis. cinemática	Vis. dinámica	Prandtl
	ρ	C_p	k	α	ν	μ	Pr
[°C]	$\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$	$\left[\frac{Kg}{KgK} \right]$	$\left[\frac{W}{mk} \right]$	$\left[\frac{m^2}{S} \right]$	$\left[\frac{m^2}{S} \right]$	$\left[\frac{kg}{ms} \right]$	
30	1.1655	1007	0.02588	2.21×10^{-5}	1.609×10^{-5}	1.872×10^{-3}	0.7282

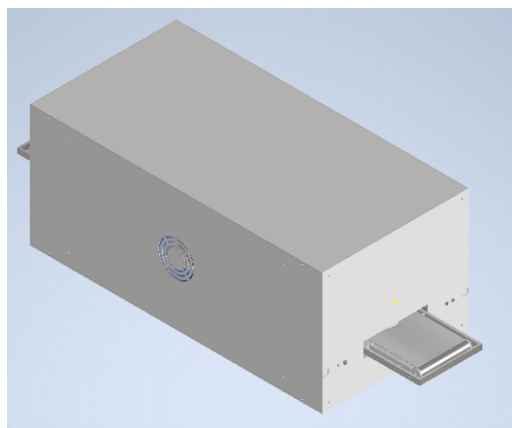
Sketch

Figura 66. Pérdidas de calor en el horno

Solución**Radiación**

El calor generado por radiación se debe a las elevadas temperaturas de las paredes del horno.

$$\dot{Q}_{rad.pared} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot (T_i^4 - T_s^4) \quad (70)$$

$$\dot{Q}_{rad.pared} = 0.3 \cdot 5.67 \cdot 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right] \cdot 3.21 [m^2] \cdot (313.15^4 - 293.15^4)$$

$$\dot{Q}_{rad.pared} = 121.69 [W]$$

Convección

Las propiedades para obtener la transferencia de calor por convección se determinan con la temperatura del film que se obtienen con la siguiente expresión.

$$T_f = \frac{T_{se} + T_{\infty}}{2} = \frac{40 + 20}{2} = 30 [^{\circ}C]$$

En este caso es necesario obtener el número de Grashof para posterior a esto obtener el número de Reighley. Con este valor, dependiendo del caso se obtiene el número de Nusselt.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{se} - T_{\infty}) \cdot L_c^3}{\nu^2} \quad (71)$$

$$\beta = \frac{1}{T} = \frac{1}{30} [C^{-1}]$$

$$Gr = \frac{9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right] \cdot \frac{1}{30} [C^{-1}] \cdot (40 - 20)[^{\circ}C] \cdot (0.1[m])^3}{(1.609 \times 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s} \right])^2}$$

$$Gr = 36703920$$

Con el número de Grashof calculado se procede a la obtención del número de Reighley.

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (72)$$

$$Ra = 36703920 \cdot 0.7282$$

$$Ra = 26727795$$

El número de Reighley obtenido es de gran utilidad para calcular el número de Nusselt. La ecuación para obtener el número de Nusselt depende del número de Prandtl y el número de Reighley.

$$0 < Pr < \infty$$

$$0 < Ra < 10^9$$

Debido a que cumple con los rangos establecidos se elige la siguiente ecuación:

$$Nu = 0.68 + \frac{0.670 * Ra^{\frac{1}{4}}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{4}{9}}} \quad (73)$$

$$Nu = 0.68 + \frac{0.670 * 26727795^{\frac{1}{4}}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{0.7282}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{4}{9}}}$$

$$Nu = 37.76$$

Gracias al número de Nusselt podemos obtener el coeficiente de convección con la siguiente ecuación.

$$h_{conv,pared} = \frac{Nu * k}{Lc} \quad (74)$$

La longitud característica se obtiene dividiendo el área para el perímetro de la pared

$$h_{conv,pared} = \frac{37.76 * 0.02588 \left[\frac{W}{mk}\right]}{0.113 [m]}$$

$$h_{conv,pared} = 8.63 \left[\frac{W}{m^2k}\right]$$

Con todos los datos obtenidos se procede a calcular las pérdidas de calor hacia el ambiente por convección.

$$\dot{Q}_{conv.pared} = h_{conv.pared} \cdot A_s \cdot (T_i - T_{\infty}) \quad (75)$$

$$\dot{Q}_{conv.pared} = 8.63 \left[\frac{W}{m^2k} \right] \cdot 3.206[m^2] \cdot (40 - 20)[^{\circ}C]$$

Este proceso se repite para todas las paredes del horno y se obtienen los siguientes resultados.

Tabla 39. Pérdidas de calor

Pared	Calor [W]	Cantidad	Total [W]
laterales	57.35	2	114.7
superior/inferior	73.71	2	147.42
delantera/trasera	18	2	36
Σ			298.12

Una vez obtenidos los datos de conducción y convección se proceden a obtener el valor total de pérdidas.

$$\dot{Q}_{perdidas} = \dot{Q}_{conv.pared} + \dot{Q}_{rad.pared} \quad (76)$$

$$\dot{Q}_{perdidas} = 298.12 + 121.69$$

$$\dot{Q}_{perdidas} = 419.81 [W]$$

Descripción del Problema (Balance de energía del sistema)

Debido a que ya se calcularon todos los calores de entrada y de salida que intervienen en el diseño del horno se procede a determinar el calor generado por la resistencia eléctrica. Este calor se lo obtiene al despejarlo de la ecuación de balance de energía.

Datos

Calor de entrada

$$\dot{Q}_{resistencia} = \text{Calor que debe suministrar la resistencia electica [W]}$$

$$\dot{Q}_{sen,ent} = \text{Calor sensible de la pupusa al ingresar al horno [W]}$$

$$\dot{Q}_{ven} = \text{Calor debido a la operación del ventilador [W]}$$

Calor de salida

$$\dot{Q}_{ent.pup} = \text{Calor del sistema hacia la pupusa [W]}$$

$$\dot{Q}_{sen.pup} = \text{Calor sensible de la pupusa [W]}$$

$$\dot{Q}_{ad.sal} = \text{Calor adicional de salida [W]}$$

$$\dot{Q}_{perdidas} = \text{Perdidas de calor al ambiente [W]}$$

Sketch

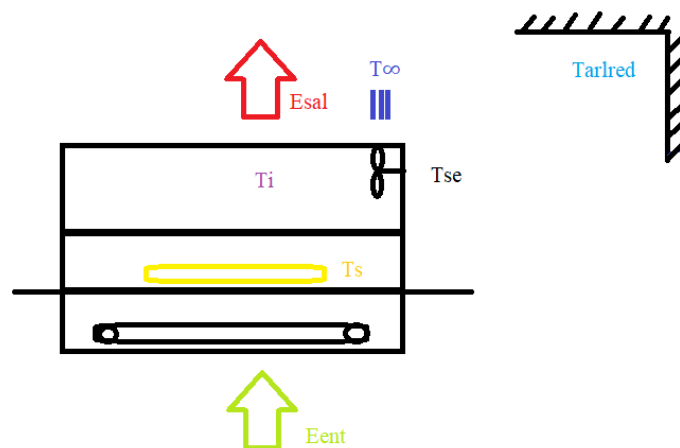


Figura 67. Balance de energía del sistema

Solución

Se realiza el balance de energías para obtener el calor que debe generar la resistencia eléctrica que se ubicará en el interior del horno.

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sal} [W] \quad (77)$$

$$\dot{Q}_{resistencia} + \dot{Q}_{sen,ent} + \dot{Q}_{ven} = \dot{Q}_{ent.pup} + \dot{Q}_{sen.pup} + \dot{Q}_{ad,sal} + \dot{Q}_{perdidas}$$

$$\dot{Q}_{resistencia} + 0 + 53 = 1683.76 + 1129.5 + 432.9 + 419.81$$

$$\dot{Q}_{resistencia} = 3612.97 [W]$$

Descripción del Problema (Dimensionamiento del aislante térmico)

Para lograr el objetivo de mantener al usuario libre de peligro al manipular el horno se procede al dimensionamiento del aislante térmico. En este caso se ha optado por el uso de lana de vidrio la cual es muy usada en muchos diseños de hornos. Para lograr el dimensionamiento se usa las pérdidas de calor por convección.

Datos

$$\dot{Q}_{perdidas} = 419.81 [W]$$

$$A_s = 3.206 [m^2]$$

$$\Delta T = 160 [^{\circ}C]$$

$$K = 0.035 \left[\frac{W}{m \text{ } ^{\circ}C} \right]$$

Solución

$$\dot{Q}_{perdidas} = -K * A_s * \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (78)$$

$$\Delta x = K * A_s * \frac{\Delta T}{\dot{Q}_{perdidas}}$$

$$\Delta x = 0.0035 \left[\frac{W}{m \text{ } ^{\circ}C} \right] * 3.206 [m^2] * \frac{160 [^{\circ}C]}{419.81 [W]}$$

$$\Delta x = 43 [mm]$$

4.3.4.2. Dimensionamiento General

Descripción del Problema (espesor de la mesa)

La mesa que servirá como soporte del horno debe tener un espesor mínimo el cual será calculado con un factor de seguridad de 2. Se elige este factor debido a que no hay ninguna vida humana en riesgo.

Datos

$$m = 230 [kg]$$

$$l_a = 0.69 [m]$$

$$l_b = 0.52 [m]$$

$$\sigma_y = 310 [MPa]$$

$$g = 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$\alpha = 1.2E - 05 \left[\frac{1}{^\circ C} \right]$$

$$T_o = 20 [^\circ C]$$

$$T_f = 200 [^\circ C]$$

$$l_o = 1.196 [m]$$

Sketch

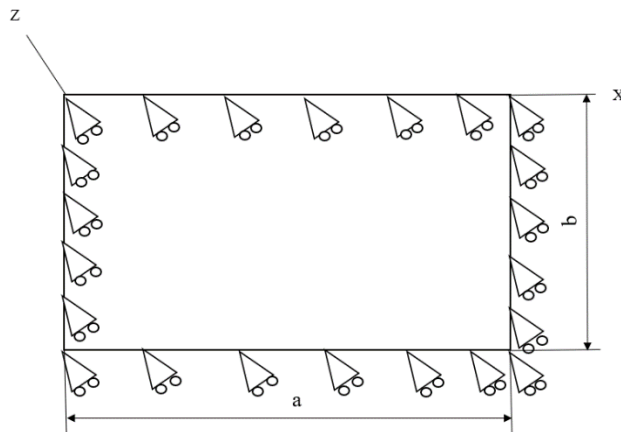


Figura 68. Placa plana apoyada en sus cuatro extremos

Solución

Para obtener el espesor necesario de la placa plana de la mesa se la ha seccionado en dos partes iguales al igual que a la fuerza por lo que tenemos los siguientes resultados de área y fuerza:

$$A = a \times b = 0.69 \times 0.52 = 0.3588 [m^2]$$

$$F = \frac{m}{2} * g = \frac{230[kg]}{2} * 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 1127 [N]$$

Con los valores de fuerza y área se procede a calcular el esfuerzo producido

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (79)$$

$$\frac{1127 [N]}{0.3588 [m^2]} = 3141.03 [Pa]$$

Para calcular el espesor de la mesa es necesario definir el parámetro α

$$\alpha = \frac{b}{a} = 0.75 \quad (80)$$

$$t = \sqrt{\frac{\sigma b^2 (0.225 + 0.382 \alpha^2 - 0.320 \alpha^3)}{\sigma_a}} \quad (81)$$

El valor de σ_a se obtiene de la siguiente manera:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_y}{n} = \frac{310 [MPa]}{2} = 155 [MPa]$$

La ecuación del espesor es la siguiente:

$$t = \sqrt{\frac{3141.03 [Pa] * (0.52)^2 (0.225 + 0.382(0.75)^2 - 0.320(0.75)^3)}{155 [MPa]}}$$

$$t = 1.79 [mm]$$

Debido a que en los catálogos no existe este preciso valor se asume $t = 2 [mm]$

Dilatación térmica

Para obtener la dilatación térmica se usa la siguiente expresión:

$$\delta = l_o * \alpha * \Delta T \quad (82)$$

$$\delta = 1.2E - 05 \left[\frac{1}{^\circ C} \right] * 180 [^\circ C] * 1.196 [m]$$

$$\delta = 2.58 [mm]$$

Descripción del Problema (espesor del perfil cuadrado para soportes de mesa)

Para obtener el espesor mínimo de las patas de la mesa se divide la masa total para número de patas con el fin de obtener el esfuerzo en cada una de ellas. Se asume un factor de seguridad igual a 2 debido a que no se afectan a vidas humanas.

Datos

$$m = 230 \text{ [kg]}$$

$$\sigma_y = 310 \text{ [MPa]}$$

$$g = 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Datos Asumidos

$$n = 2$$

Sketch

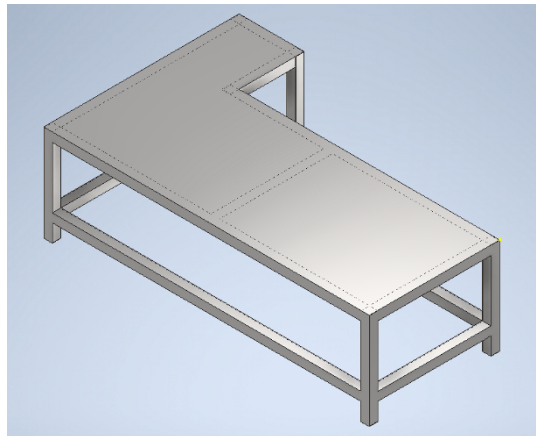


Figura 69. Mesa de soporte para el horno

Solución

$$F = m * g \tag{83}$$

$$230 \text{ [kg]} * 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$F = 2254 \text{ [N]}$$

La fuerza total se divide para el número de patas

$$F = \frac{2254 [N]}{6} = 375.55 [N]$$

Se procede a calcular el esfuerzo

$$\sigma_a = \frac{\sigma_y}{n} \quad (84)$$

$$\frac{310 [MPa]}{2} = 155 [MPa]$$

Con el esfuerzo obtenido al igual que la fuerza se puede calcular el área

$$A = \frac{F}{\sigma_a} \quad (85)$$

$$A = \frac{375.55 [N]}{155 [MPa]}$$

$$A = 2.424 E - 06 [m^2]$$

4.3.4.3. Banda Transportadora

Descripción del Problema (Calculo de parámetros del motor)

En este caso se pretende calcular la potencia del motor para accionar la banda transportadora que se encuentra dentro del horno, la misma que transporta las pupusas. Para lograr esto es necesario calcular una serie de parámetros mediante datos que serán obtenidos en tablas y se explicarán a detalle más adelante.

Datos

$$v = 0.0025 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$As = 0.013 [m^2]$$

$$\gamma = 1.8 \left[\frac{t}{m^3} \right]$$

$$D = 39.1 [mm]$$

Datos Asumidos

Tabla 40. Factores de ancho de banda (Bandas transportadoras, 2014)

Peso específico γ (t/m ³)	Ancho de banda (mm)							
	300	400	500	650	800	1000	1200	1400
$\gamma \leq 1$	31	54	67	81	108	133	194	227
$1 < \gamma \leq 2$	36	59	76	92	126	187	277	320
$\gamma > 2$	-	65	86	103	144	241	360	414

Tabla 41. Factor de longitud de banda. (Bandas transportadoras, 2014)

Longitud de banda (m)	32	40	50	63	80	90	100	150	200	250	300
C_l	222	192	167	145	119	109	103	77	63	53	47

Tabla 42. Factor de condición de trabajo (Bandas transportadoras, 2014)

Condiciones de trabajo	K_f
Favorables, buena alimentación, bajas velocidades	1,17
Normal, condiciones estándar	1
Desfavorables, baja temperatura y alta velocidad	0,74 - 0,87
Temperaturas extremadamente bajas	0,57

Sketch

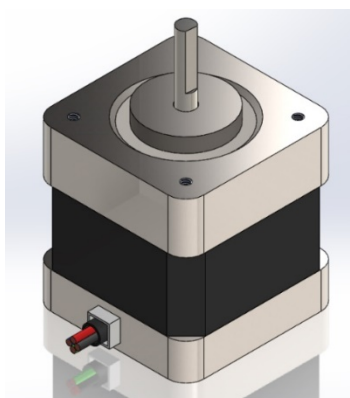


Figura 70. Motor paso a paso para la banda transportadora

Solución**Capacidad de transporte volumétrico de la banda**

Para obtener la capacidad de la cinta se utiliza la siguiente expresión:

$$Q = 3600 * v * A * k \quad (86)$$

$$Q = 3600 * 0.0025 \left[\frac{m}{s} \right] * 0.013 [m^2] * 1$$

$$Q = 0.117 \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

En este caso fue necesario obtener el factor $k=1$ debido a que la banda no posee ninguna inclinación. El siguiente paso es obtener la capacidad de transporte en toneladas por hora. Esto se logra multiplicando la capacidad de carga por el peso específico del material transportado

$$Q_m = Q * \gamma \quad (87)$$

$$Q_m = 0.117 \left[\frac{m^3}{s} \right] * 1.8 \left[\frac{t}{m^3} \right]$$

$$Q_m = 0.21 \left[\frac{t}{h} \right]$$

Potencia

Para obtener este valor es necesario conocer ciertas constantes de tablas como el factor de ancho de banda, el factor de longitud de banda y el factor de servicio.

$$P = \frac{C_b * v + Q_m}{C_1 * K_f} \quad (88)$$

$$P = \frac{36 * 0.0025 \left[\frac{m}{s} \right] + 0.21 \left[\frac{t}{h} \right]}{222 * 1.17}$$

$$P = 0.0012 [kW]$$

Revoluciones

Para obtener las revoluciones a las que el rodillo de la banda debe girar se usa la siguiente ecuación:

$$n = \frac{v * 60}{\pi * D} \quad (89)$$

$$n = \frac{0.0025 \left[\frac{m}{s}\right] * 60}{\pi * 0.039 [m]}$$

$$n = 1.22 [RPM]$$

Velocidad angular

La velocidad angular se obtiene a partir de la relación entre la velocidad lineal y el radio del engrane.

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (90)$$

$$\omega = \frac{0.0025 \left[\frac{m}{s}\right]}{0.039[m]}$$

$$\omega = 0.0641 \left[\frac{Rad}{s}\right]$$

Torque

Para la obtención de el torque se trabaja con la relación entre potencia y velocidad angular.

$$\tau = \frac{P}{\omega} \quad (91)$$

$$\tau = \frac{1.19 [W]}{0.0641 \left[\frac{Rad}{s}\right]}$$

$$\tau = 18.56 [Nm]$$

Simulaciones

Al momento de finalizar los cálculos se procede a corroborarlos por medio de simulaciones. En este caso se ha hecho uso de dos diferentes softwares de simulación. El primer Software es Inventor, el cual ha permitido determinar si los cálculos realizados para la mesa son correctos mediante aplicación de cargas fijas. El segundo software es Autodesk CFD. Este

software ha permitido simular el calentamiento interno del horno y como esto afecta a las pupusas.

Simulación de esfuerzos en Inventor

Para realizar la simulación de esfuerzos fue necesario definir ciertos parámetros como son:

Tabla 43. Parámetros de la simulación en Inventor

Parámetros	
Material	Acero AISI 304
Fuerzas	375.66 [N] x 6 apoyos
Espesor	2mm para apoyos y 1.5 mm para placa horizontal
Mallado	Fino
Fijaciones	En los 6 contactos al piso

Una vez determinados estos parámetros se obtiene los siguientes resultados:

Esfuerzo máximo en la mesa

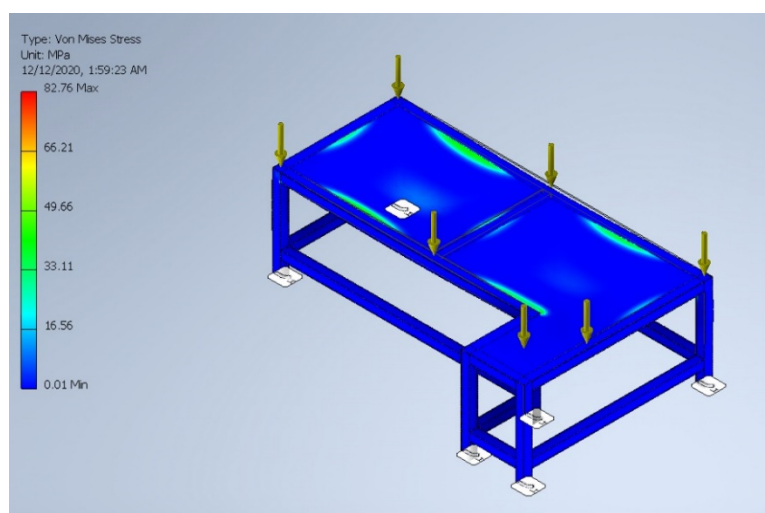


Figura 71. Esfuerzo máximo en la mesa

En esta simulación se puede observar que el esfuerzo máximo que soporta la mesa es de 82.76 MPa por lo que estamos dentro del rango seguro de 310 MPa.

Desplazamiento máximo en la mesa

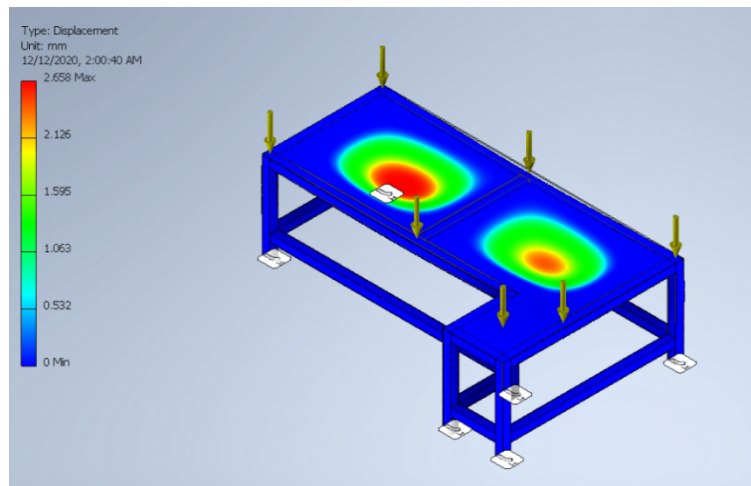


Figura 72. Desplazamiento máximo en la mesa

El desplazamiento máximo de la mesa se da a 2.66 mm lo cual no afecta al material ni a su funcionamiento.

Factor de seguridad en la mesa

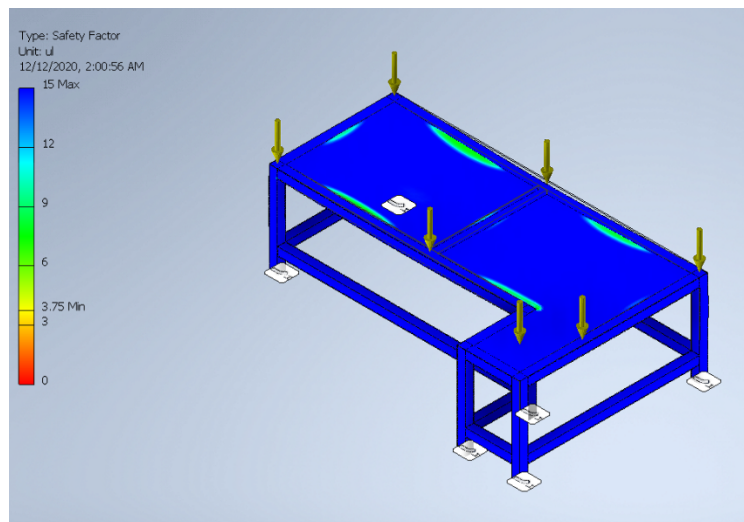


Figura 73. Factor de seguridad en la mesa

El factor de seguridad mínimo es de 3.75, mayor al asumido en los cálculos. Esto se debe a que se aproximó al espesor superior encontrado en los catálogos.

Simulación en Autodesk CFD

Para realizar las simulaciones de temperatura en el interior del horno se utilizó el software

Tabla 44. Parámetros de la simulación en CFD

Parámetros	
Emisividad	0.3
Coefficiente de convección forzada	12.71 [W/m ² K]
Presión	1 [atm]
Temperatura ambiente	20 [°C]
Calor de resistencias	3612.79 [W]
Calor específico de la pupusa	2.51 [J/gK]
Calor específico del acero AISI 304	0.38 [J/gK]
Calor específico de la lana de vidrio	0.7 [J/gK]

Como se puede observar en el corte transversal del horno, la temperatura interna alcanza los 200 grados centígrados los cuales son necesarios para poder realizar la cocción de la pupusa en 8 minutos.

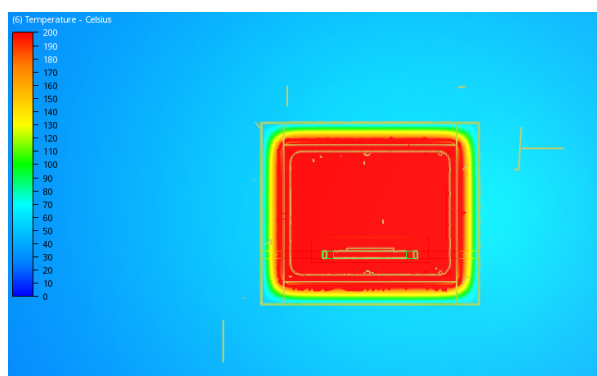


Figura 74. Temperatura interna en corte transversal del horno

Como se puede observar en el corte longitudinal del horno, las pupusas alcanzan su temperatura óptima de cocción. Por otra parte, las paredes del horno apenas alcanzan los 40

grados debido al aislante térmico. Además, se puede observar que las zonas calientes externas al horno se dan por las aberturas de el mismo para que tenga acceso la banda transportadora.

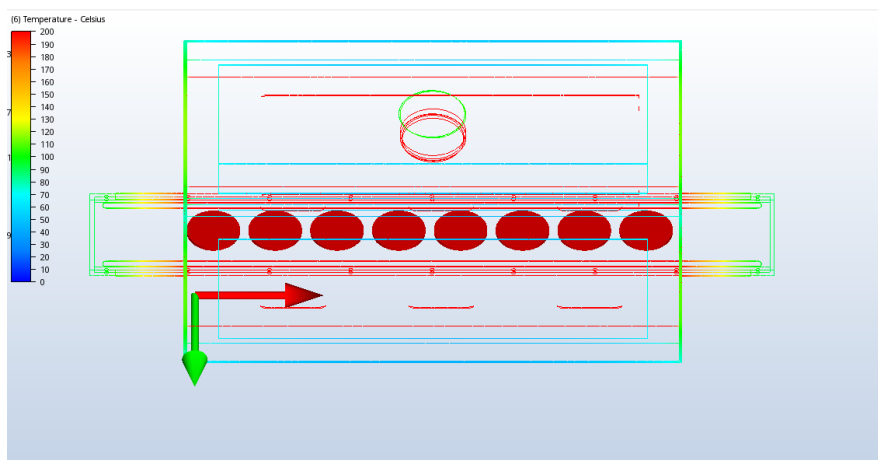


Figura 75. Temperatura interna en corte longitudinal del horno

4.3.5. Componentes Electrónicos del Sistema

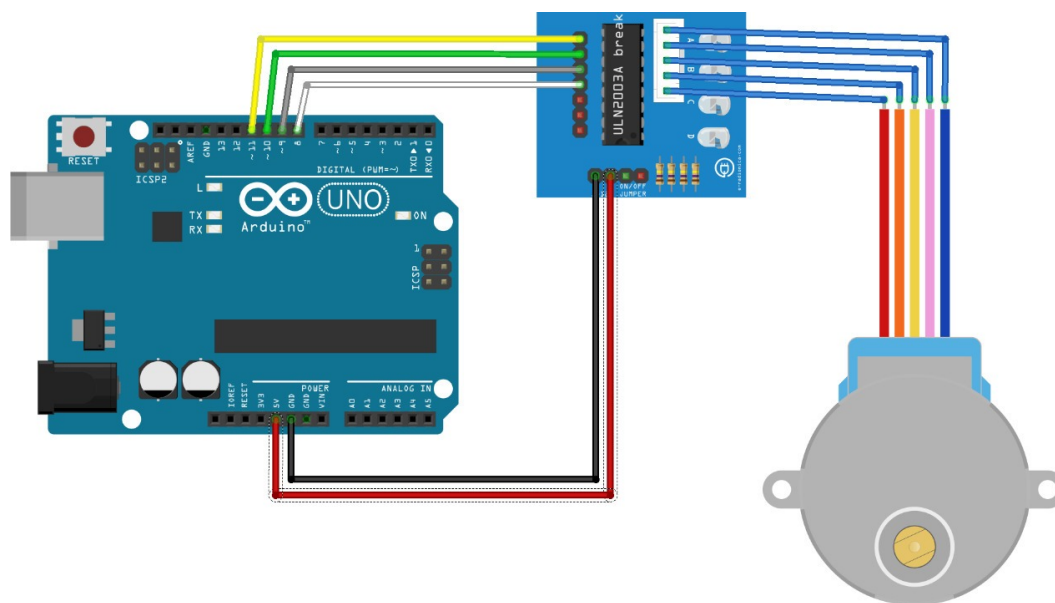


Figura 76. Circuito general para motor paso a paso

Arduino UNO

Es una placa la cual posee 14 pines digitales y 6 pines analógicos. Está basado en el microcontrolador ATmega328P. Su característica principal es que posee toda la electrónica necesaria para que funcione el microcontrolador (Arduino, 2015).

ULN2003a

Es un circuito integrado el cual está conformado por 7 drivers los cuales permiten controlar motores paso a paso (Instruments, 2012).

Motor paso a paso

Es un tipo de motor le cual es capaz de transformar los impulsos eléctricos en movimiento angular dosificado en pasos (Conti, 2005).

Debido a que se instalará un motor en cada sección de la máquina se presenta una tabla en la cual se muestran los requerimientos y el motor escogido para solventarlos.

Tabla 45. Selección de motor paso a paso

Sección	Motor	RPM calculados	RPM del motor	Torque calculado [Nm]	Torque del motor [Nm]
Banda transportadora del horno	A200K-M599-G10	1.22	180	18.56	20
Tornillo Extrusor	High Torque Stepper Motors 0.72° - 0.36° (PKP)	1.4	250	0.89	6.3
Tolvas	A10K-S545(W)-G5	30	180	2.2	3.5
Banda de Corte y sellado	A35k-M566(W)-G5	1.2	360	0.44	3.5

4.3.6. Experimento de Ingeniería para Verificación

Para la realización de este experimento se inicia por la búsqueda de recetas comunes para pupusas en las cuales se afirma que la temperatura de cocción es de 200 °C en un intervalo de tiempo que varía entre los 7 a los 12 minutos.

Hipótesis: Para obtener buenos resultados en la cocción de la pupusa se necesita una temperatura interna de 200 °C y un rango de tiempo delimitado entre 7 y 12 minutos.

Predicción: Bajo los estándares propuestos por la hipótesis podemos predecir que el tiempo consultado en la literatura va a converger a un valor específico.

Variables dependientes: Temperatura de la pupusa.

Variables controladas: Temperatura dentro del horno

Variables independientes: Tiempo de cocción

Mediciones: En este experimento se ha decidido realizar una medición por cada integrante del grupo, es decir que se realizaron 4 mediciones en total.

Tabla 46. Resultados del experimento de cocción

Participante	Tiempo de cocción	Temperatura del horno [°C]	Temperatura dentro de la pupusa [°C]
Sebastián Erazo	8 minutos	200	197
Renata Cabrera	8 minutos	200	200
Luis Quilumba	8 minutos	200	205
Martín Palacios	10 minutos	200	198

Como se puede observar en la tabla el tiempo necesario es 8 minutos en casi todos los casos, a excepción del último caso en el cual puede existir una falla de funcionamiento en el horno, por lo que podemos asumir dicho periodo de tiempo como el tiempo necesario para la cocción. Además, la temperatura interna del horno es muy similar a la superficial en las pupusas por lo que podemos determinar que el tiempo y la temperatura son correctos (8 minutos y 200 °C).

4.4. Anexo C: Plan de prueba de prototipos

Tolvas

La sección de las tolvas juntamente con la del eje y las palas es la primera que se debe encender para que la máquina funcione. Para esto, cada una de sus tolvas tiene sus palas y motores con sus respectivos ejes. El objetivo principal de esta sección es enviar en primer lugar la masa, para que pase por el tornillo extrusor. Una vez puesta la masa dentro del tornillo, la tolva del relleno trabaja simultáneamente con la de la masa, pero con una distancia entre tolva y tolva para dar paso primero a la masa y posterior al relleno. Para esto, se conectan dos motores en cada tolva y con un botón de switch conectado al controlador arduino empiezan a funcionar las dos tolvas. Una vez terminada esta sección, pasa al tornillo extrusor.

Tabla 47. Plan prueba de prototipos de Tolvas

Acción a completar	Check
Conectar el arduino al motor y al switch	
Verificar que los puertos del arduino estén ubicados correctamente	
Correr el código que envía las señales hacia el motor y switch	
Si algún componente está inactivo se comprueba con el multímetro	
Verificar los valores ejecutados por el código con los de la máquina	
Verificar que los componentes no se recalienten	
Comparar los valores obtenidos que fueron requeridos	

Tornillo Extrusor

La sección del tornillo extrusor es la segunda en encenderse. Después de que las tolvas envían la masa, el tornillo comienza a girar, esto gracias al motor conectado directamente, de esta forma la masa es llevada hacia las boquillas las cuales extruyen la manga de masa que posee el relleno que es previamente presionado por el eje agitador de la tolva y seccionado gracias al sensor de pesaje.

Tabla 48. Plan prueba de prototipos de Tornillo Extrusor

Acción a completar	Check
Conectar el arduino al motor y al switch	
Verificar que los puertos del arduino estén ubicados correctamente	
Verificar que el sensor esté conectado correctamente	
Correr el código que envía las señales hacia el motor y switch	
Si algún componente está inactivo se comprueba con el multímetro	
Verificar los valores ejecutados por el código con los de la máquina	
Verificar que los componentes no se recalienten	
Comparar los valores obtenidos que fueron requeridos	

Máquina de Corte y Sellado

Los datos que son arrojados por el sistema electrónico deben ser validados en toda la máquina de corte y sellado. El objetivo principal de esta sección es conducir por la banda cada proporción de masa y relleno hacia la zona del molde. Para esto, es necesario contar con el sensor de peso justo en la zona de descarga de la manga con la masa y el relleno. El molde debe bajar a cierta velocidad con el fin de no alterar medidas por el movimiento de la banda. El accionamiento del molde se da gracias a la conducción por tubería de aire comprimido hacia el émbolo del cilindro neumático.

Tabla 49. Plan de prueba de prototipo de máquina de Corte y sellado

Acción a completar	Check
Conectar el arduino al sensor, pantalla, cilindro neumático y motor	
Verificar que los puertos del arduino estén ubicados correctamente	
Accionar el código que envía las señales hacia los componentes electrónicos	
Si algún componente está inactivo se comprueba con el multímetro	
Verificar los valores ejecutados por el código con los de la máquina	
Verificar que los componentes no se recalienten	

Horno

El horno es la última sección de la máquina en general. En este apartado entra la pupusa por medio de una banda transportadora propia del sistema la cual es regulada mediante el microcontrolador Arduino con el circuito integrado ULN2003 el cual permite controlar el motor stepper que fue seleccionado para accionar la banda. Además, esta sección posee un controlador PID el cual recibe las señales y las modifica para mantener la temperatura estable dentro del horno. Las señales antes mencionadas son recibidas por la termocupla y por esta razón es necesario realizar una verificación adecuada del comportamiento del sensor.

Tabla 50. Plan de prueba de prototipo del horno

Acción a completar	Check
Verificar las conexiones hacia el microcontrolador	
Verificar la posición del sensor	
Revisar el Display en busca de errores	
Verificar las conexiones del circuito integrado	
Revisar el número de pasos en el código del motor	
Comprobar con termómetros digitales la temperatura interna del horno	
Verificar el número de ciclos en el código del programa	

4.7. Anexo E: Presupuesto

Información del proyecto				
Nombre	Maquina automatica para fabricación de pupusas			
Fecha	16/12/2020			
Tornillo extrusor				
PARTE		Valor	Cantidad	Total
Eje acero AISI 304 D5X100	EJE AGITADOR	\$ 32.00	2	\$ 64.00
Lamina AISI 304 50X50X1.5	TOLVAS	\$ 32.00	8	\$ 256.00
THE10M060WG	PERNO M10X60	\$ 2.80	15	\$ 42.00
Motor Stepper	MOTOR	\$ 210.00	1	\$ 210.00
Arduino	ARDUINO	\$ 30.00	1	\$ 30.00
Perfiles AISI 304 50X50X1.5	ESTRUCTURA	\$ 32.00	1	\$ 32.00
				\$ 634.00
Tornillo extrusor				
PARTE		Valor	Cantidad	Total
Perfiles Cuadrados acero AISI 304 25 mm ancho 1.5 mm espesor	Estructura del Tornillo Extrusor	\$ 10.49	10	\$ 104.90
Perfil Circular acero AISI 304 3 cm de diametro	Boquilla del Tornillo Extrusor	\$ 10.90	1	\$ 10.90
Tubo acero AISI 304 7cm de diametro	Tornillo Extrusor	\$ 260.46	1	\$ 260.46
Plancha acero AISI 304 2 mm de espesor	Camara de Extrusión	\$ 258.00	1	\$ 258.00
Rodamiento	Camara de Extrusión	\$ 1.89	1	\$ 1.89
Chumacera de acero AISI 304	Camara de Extrusión	\$ 20.00	2	\$ 40.00
Brida Acero AISI 304	Camara de Extrusión	\$ 30.00	3	\$ 90.00
Boquilla de acero AISI 304	Boquilla del Tornillo Extrusor	\$ 50.00	1	\$ 50.00
Pernos M10X80	Camara de Extrusión	\$ 2.00	37	\$ 74.00
High Torque Stepper Motor	Tornillo Extrusor	\$ 195.00	4	\$ 780.00
				\$ 1,670.15
Máquina de corte y sellado				
PARTE		Valor	Cantidad	Total
Eje acero AISI 304 D28X100	ACOPLE 1 MOTOR-RODILLO	\$ 32.00	1	\$ 32.00
Eje acero AISI 304 D28X80	ACOPLE 2 MOTOR-RODILLO	\$ 32.00	1	\$ 32.00
Banda marfil TPU 1.7	BANDA	\$ 85.00	1	\$ 85.00
ACERO INOX 4X4X25	CHAVETA	\$ 40.00	1	\$ 40.00
Actuador FESTO émbolo 32	CILINDRO NEUMATICO	\$ 215.00	1	\$ 215.00
Tubo AISI 304 50X50X1.5	ESTRUCTURA	\$ 32.00	1	\$ 32.00
Tubo AISI 304 30X30X1.5	ESTRUCTURA	\$ 28.00	1	\$ 28.00
Tubo AISI 304 50X30X1.5	ESTRUCTURA	\$ 30.00	1	\$ 30.00
THE8M060WG	PERNO M8X60	\$ 2.30	10	\$ 23.00
THE10M060WG	PERNO M10X60	\$ 2.80	15	\$ 42.00
Plancha Aisi 304 100x100x3	PLANCHA DE APLASTAMIENTO	\$ 29.00	1	\$ 29.00
plancha Aisi 304 30x60x2	PLANCHA DESLIZANTE	\$ 18.00	1	\$ 18.00
Resorte Aisi 304	RESORTE	\$ 2.10	4	\$ 8.40
Rodillo conductor	RODILLO CONDUCTOR	\$ 45.00	1	\$ 45.00
Rodillo conducido	RODILLO CONDUCCIDO	\$ 40.00	1	\$ 40.00
Ángulo 50x4	SOPORTE CILINDRO NEUMATICO	\$ 12.00	1	\$ 12.00
Chumacera	SOPORTE ESTANDAR RODILLO	\$ 35.00	1	\$ 35.00
Eje acero AISI 304 D130X15	TAPA SUPERIOR MOLDE	\$ 28.00	1	\$ 28.00
Eje acero AISI 304 D130X15	TAPA INFERIOR MOLDE	\$ 28.00	1	\$ 28.00
Plancha Aisi 304 50x50x6	MOLDE	\$ 32.00	1	\$ 32.00
Motor Stepper	MOTOR	\$ 210.00	1	\$ 210.00
Compresor 8 bar	COMPRESOR	\$ 290.00	1	\$ 290.00
Sensor de peso	SENSOR DE PESO	\$ 18.00	1	\$ 18.00
KIT actuador FESTO	KIT FESTO ACTUADOR	\$ 89.00	1	\$ 89.00
Arduino	ARDUINO	\$ 30.00	1	\$ 30.00
Plancha acero AISI 304 40x60x6	SOPORTE MOTOR	\$ 35.00	1	\$ 35.00
				\$ 1,506.40
Horno				
Parte	Ubicación	Valor	Cantidad	Total
Resistencia SÍlanos 3700 W	Horno	\$ 90.00	1	\$ 90.00
Tubo cuadrado AISI 304 40x40x1.5 mm	Mesa de Horno	\$ 12.50	14	\$ 175.00
Plancha AISI 304 1.22 x 2.44 m	Mesa y horno	\$ 20.00	6	\$ 120.00
Rueda dentada duraflex 39.1 mm	Banda transportadora	\$ 20.00	4	\$ 80.00
Malla metálica duraflex 200 mm	Banda transportadora	\$ 55.00	1	\$ 55.00
Arduino	Horno	\$ 30.00	1	\$ 30.00
Motor stepper A200K-M599-G10	Banda transportadora	\$ 160.00	1	\$ 160.00
Pernos M8 x 20	Horno y Banda	\$ 2.00	8	\$ 16.00
Tuercas M8	Horno y Banda	\$ 0.50	8	\$ 4.00
Tornillos M6 x 10	Horno	\$ 1.00	24	\$ 24.00
Lana de vidrio 1.2 x 50	Horno	\$ 50.00	2	\$ 100.00
				\$ 854.00
				\$ 4,664.55

Tabla 51. Precio total de construcción y diseño de la máquina

Parte	Precio
Tolvas	\$ 634.10
Tornillo extrusor	\$ 1,670.15
Máquina de corte y sellado	\$ 1,506.40
Horno	\$ 954.30
Servicios ingenieriles y costos indirectos	\$ 10,224.40
Total	\$ 14,989.35

4.8. Anexo F: Tablas de Análisis de Selección

Materiales Adicionales a Utilizar

· Materiales de Aluminio

Este tipo de material se usa con frecuencia debido a que es económico y su procesamiento y mecanizado es sencillo. Las designaciones del material según la calidad y composición química son las siguientes: AlMg2Mn0,8, AlMgSi1 y AlMgSi0,5.

· Materiales sintéticos

Con frecuencia, los componentes de máquinas para la industria alimenticia hacen uso de materiales del tipo sintético con el fin de que puedan entrar en contacto directo con alimentos. Para esto se debe cumplir la norma exigida por el reglamento establecido en la certificación de la FDA: CFR 21, apartado 170-199. “Además de la resistencia al riesgo de corrosión, la limpiabilidad es un factor importante para seleccionar el material sintético apropiado. Las piezas no deben desprender ni absorber sustancias nocivas” (FESTO, 2015, p. 3).

Lubricantes

“Las grasas y aceites lubricantes deben cumplir las normas de la FDA (en especial, el apartado 21 de CFR 178.3570) o la norma ISO 21469. En caso de un contacto esporádico inevitable con los alimentos, los lubricantes deben contar con la certificación NSF-H1” (FESTO, 2015, p. 3).

Selección de componentes

Tolvas

- **Solución 1:** El proceso de dosificación en esta máquina es tanto, manual como automático. Primero, se tiene una plancha la cual tiene un cilindro donde se coloca manualmente el relleno de la pupusa.
- **Solución 2:** El proceso de dosificación de esta máquina es totalmente automático. Consta de dos cilindros, los cuales contienen el relleno de la pupusa en su interior. Una vez que la masa de la pupusa pase por la banda, esta libera a la misma donde por control automático, se corta el relleno y de esa forma pasan a la siguiente sección.
- **Solución 3:** El proceso de dosificación en esta máquina es semi automático. Consta de dos secciones: en la primera circula la masa y en la otra el relleno. De manera automática, la máquina corta la cantidad necesaria de relleno para que posteriormente se dé la forma y corte de la pupusa.

Tornillo Extrusor

- **Solución 1:** En esta máquina, la sección del doblez consta de un imán que eleva un plástico que ayuda a la masa a envolver el relleno, quedando así cubierto completamente sin ninguna forma en específico. Este imán se mueve automáticamente por un riel lo que agiliza el proceso.
- **Solución 2:** Aquí la sección del doblez consta de dos brazos tipo espátulas que cortan, dividen y elevan la masa para que envuelva el relleno quedando cubierto completamente sin ninguna forma en específico. Estas espátulas se mueven automáticamente sobre un tubo horizontal y mediante un imán logran después del corte, elevar un plástico que se encuentra en la parte inferior logrando el doblez y cubriendo el relleno.

- **Solución 3:** En esta máquina, la sección del doblado no existe como tal, ya que la sección de doblado y dosificación se unen disminuyendo tiempo y ahorrando un paso entero en la producción. La masa entra a presión al cilindro interior, saliendo así ya envuelto todo como una especie de manga, evitando complicaciones y desperdicio de masa.

Cilindro Neumático

- **Solución 1:** Consiste en el mecanismo que radica en el uso de un cilindro mecánico para realizar el corte y sellado de cada pupusa. Este método cuenta con materiales que son de fácil obtención y a su vez no requieren mecanizado complejo. El acoplamiento de este mecanismo se lo realiza de una manera rápida al igual que la puesta en marcha. El desecho es considerablemente pequeño y se debe retirar por un operador.
- **Solución 2:** Consiste en un mecanismo que contiene dos rodillos que permiten el corte y sellado de cada pupusa. El mecanizado de cada componente requiere mayor precisión en el diseño. El desecho generado por esta opción es considerable ya que en cada revolución se produce un desperdicio notable de masa.

Horno

- **Solución 1:** Este modelo funciona mediante rodillos conectados entre sí hacia un motor eléctrico regulable. La banda transportadora es metálica y cada cierto tiempo se agrega aceite a la misma para una superficie de pupusa crujiente. Dentro de este horno se puede encontrar resistencias eléctricas que serán las encargadas de cocinar la pupusa, las cuales pueden cambiar su intensidad dependiendo de los requerimientos de cocción.
- **Solución 2:** Modelo de horno es usado en la producción en masa de arepas, pupusas, empanadas, etc. Funciona mediante el uso de una sola banda transportadora conectada a un motor eléctrico regulable. Este modelo funciona con un sistema de hornillas que

trabajan con gas licuado de petróleo, el cual genera calor mediante combustión. Por su gran tamaño y capacidad es una muy buena opción para la industria.

- **Solución 3:** Este modelo funciona con un motor central conectado a un eje que mueve los platos en donde se colocan las pupusas. Este motor es regulable, así como las resistencias internas que posee para calentar su interior. Este modelo solo puede tostar un lado a la vez ya que, si se requiere que los dos lados sean uniformes, las pupusas deben ser dadas la vuelta manualmente por un operario.

Tolvas y dosificación

Tabla 52. Selección para las tolvas y dosificación.

POR CRITERIOS					
Funcionamiento > Tiempo > Costo					
Criterio	Funcionamiento	Tiempo	Precio	Suma	Ponderado
Funcionamiento		1	1	3	0,5
Tiempo	0		1	2	0,3333333
Costo	0	0		1	0,1666667
			Suma	6	1

Tabla 53. Criterio de funcionamiento.

POR CRITERIO DE FUNCIONAMIENTO					
Solución C = Solución B > Solución A					
Criterio	Solución A	Solución B	Solución C	Suma	Ponderado
Funcionamiento		0	0	1	0,142857143
Tiempo	1		1	3	0,428557142
Costo	1	1		3	0,428571429
			Suma	7	1

Tabla 54. Criterio de tiempo.

POR CRITERIO DE TIEMPO					
Solución C > Solución A > Solución B					
Criterio	Solución A	Solución B	Solución C	Suma	Ponderado
Funcionamiento		1	0	2	0,3333333
Tiempo	0		0	1	0,1666777
Costo	1	1		3	0,5
			Suma	6	1

Tabla 55. Criterio de costo.

POR CRITERIO DE TIEMPO					
Solución C > Solución A > Solución B					
Criterio	Solución A	Solución B	Solución C	Suma	Ponderado
Funcionamiento		0	0	1	0,166667
Tiempo	1		1	3	0,5
Costo	0	1		2	0,333333
			Suma	6	1

Unificación de masa y relleno.

Tabla 56. Criterios para unificación de masa y relleno.

POR CRITERIOS						
Construcción > Eficiencia > Desperdicio > Versatilidad						
Criterio	Construcción	Eficiencia	Desperdicio	Versatilidad	Suma	Ponderado
Construcción		1	1	1	4	0,4
Eficiencia	0		1	1	3	0,3
Desperdicio	0	0		1	2	0,2
Versatilidad	0	0	0		1	0,1
				Suma	10	1

Tabla 57. Criterio de construcción.

POR CRITERIO DE CONSTRUCCIÓN					
Solución C > Solución B > Solución A					
Criterio	Solución A	Solución B	Solución C	Suma	Ponderado
Solución A		0	0	1	0,16666667
Solución B	1		0	2	0,33333333
Solución C	1	1		3	0,5
			Suma	6	1

Tabla 58. Criterio de Eficiencia.

POR CRITERIO DE EFICIENCIA					
Solución C > Solución B > Solución A					
Criterio	Solución A	Solución B	Solución C	Suma	Ponderado
Solución A		0	0	1	0,16666667
Solución B	1		0	2	0,33333333
Solución C	1	1		3	0,5
			Suma	6	1

Tabla 59. Criterio de desperdicio.

POR CRITERIO DE DESPERDICIO					
Solución C > Solución B > Solución A					
Criterio	Solución A	Solución B	Solución C	Suma	Ponderado
Solución A		0	0	1	0,16666667
Solución B	1		0	2	0,33333333
Solución C	1	1		3	0,5
			Suma	6	1

Tabla 60. Criterio de Costo.

POR CRITERIO DE COSTO					
Solución C > Solución B > Solución A					
Criterio	Solución A	Solución B	Solución C	Suma	Ponderado
Solución A		0	0	1	0,16666667
Solución B	1		0	2	0,33333333
Solución C	1	1		3	0,5
			Suma	6	1

Máquina de corte y sellado.

Tabla 61. Criterios de Selección – Mecanismo de Corte y Sellado.

	Dificultad > Desecho > Precio				
	Dificultad	Desecho	Precio	Suma	Ponderación
Dificultad		1	1	3	0,5
Desecho	0		1	2	0,333333333
Precio	0	0		1	0,166666667
			Suma	6	1

Tabla 62. Análisis de Soluciones para Criterio Dificultad.

	Solución A > Solución B				
Dificultad	Solución A	Solución B		Suma	Ponderado
Solución A		1		2	0.666666666
Solución B	0			1	0.333333333
			Suma	3	1

Tabla 63. Análisis de Soluciones para Criterio Desecho.

	Solución B = Solución A				
Desecho	Solución A	Solución B		Suma	Ponderado
Solución A		0		1	0.5
Solución B	0			1	0.5
			Suma	2	1

Tabla 64. Análisis de Soluciones para Criterio Precio.

	Solución A > Solución B				
Precio	Solución A	Solución B		Suma	Ponderado
Solución A		1		2	0.666666666
Solución B	0			1	0.333333333
			Suma	3	1

Horno.

Tabla 65. Criterios para el horno.

POR CRITERIOS						
Funcionamiento > Tamaño > Costo > Construcción						
Criterio	Construcción	Eficiencia	Desperdicio	Versatilidad	Suma	Ponderado
Funcionamiento		1	1	1	4	0,4
Tamaño	0		1	1	3	0,3
Costo	0	0		1	2	0,2
Construcción	0	0	0		1	0,1
				Suma	10	1

Tabla 66. Criterio de funcionamiento.

POR CRITERIO DE FUNCIONAMIENTO						
Solución B > Solución A > Solución C						
Criterio	Solución A	Solución B	Solución C	Suma	Ponderado	
Solución A		0	1	2	0,33333333	
Solución B	1		0	3	0,5	
Solución C	0	0		1	0,16666667	
				Suma	6	1

Tabla 67. Criterio de tamaño.

POR CRITERIO DE TAMAÑO						
Solución A > Solución C > Solución B						
Criterio	Solución A	Solución B	Solución C	Suma	Ponderado	
Solución A		1	1	3	0,5	
Solución B	0		0	3	0,16666667	
Solución C	0	1		2	0,33333333	
				Suma	6	1

Tabla 68. Criterio de costo.

POR CRITERIO DE COSTO					
Solución A > Solución C > Solución B					
Criterio	Solución A	Solución B	Solución C	Suma	Ponderado
Solución A		1	1	3	0,5
Solución B	0		0	1	0,1666667
Solución C	0	1		2	0,3333333
			Suma	6	1

Tabla 69. Criterio de construcción.

POR CRITERIO DE CONSTRUCCIÓN					
Solución A > Solución C > Solución B					
Criterio	Solución A	Solución B	Solución C	Suma	Ponderado
Solución A		1	1	3	0,5
Solución B	0		0	1	0,1666667
Solución C	0	1		2	0,3333333
			Suma	6	1

4.9. Anexo G: Seguridad a través del Diseño: Impacto vs. Probabilidad

Anexo G.1 Análisis de Prioridad

Impacto	5		B	C, D, J		K
	4		F	E, G, H	M	A
	3			I	L	
	2					
	1					
		1	2	3	4	5
		Probabilidad				

Anexo G.2 Análisis de Prioridad

Código	Descripción	Prioridad = Impacto x Probabilidad
K	Incumplimiento de los requerimientos presentados por el cliente	$5 \times 5 = 25$
A	Materia prima adquirida sin seguimiento de la norma	$4 \times 5 = 20$
M	Diseño incorrecto en el software escogido por el grupo	$4 \times 4 = 16$
C	Cálculos erróneos de transferencia de calor en el horno	$5 \times 3 = 15$
D	La velocidad y flujo al que el tornillo mueve la masa no se encuentra coordinada con la velocidad y flujo a la que viaja el relleno	$5 \times 3 = 15$
J	No realizar experimentos para confirmar los resultados calculados	$5 \times 3 = 15$
E	Mal dimensionamiento en el molde de corte y sellado	$4 \times 3 = 12$
G	Mala elección en el material y dimensiones de material aislante	$4 \times 3 = 12$
H	Valores erróneos de tolerancias	$4 \times 3 = 12$
L	Intolerancia frente a pensamientos diferentes con los integrantes del grupo	$3 \times 4 = 12$
B	Mala selección de materiales para banda transportadora del horno	$5 \times 2 = 10$
I	Incumplimiento de los tiempos de entrega de trabajos grupales	$3 \times 3 = 9$
F	Fractura en los resortes	$4 \times 2 = 8$