

FACULTAD DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA.

TEMA:

**DISEÑO DE UNA MAQUINA MEZCLADORA PARA LA
FABRICACIÓN DE BOCADILLO.**

**Tesis de grado previo
a optar por el título de
ingeniero electromecánico**

Autor:

Franco Emmanuel Guaycha Maza.

Director:

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo.

LOJA – ECUADOR

2022

CERTIFICACIÓN.

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo.

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en “**Diseño de una maquina mezcladora para la fabricación de bocadillo**”, previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por el señor egresado: **Franco Emmanuel Guaycha Maza**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Lugar y fecha: Loja, 02 de agosto del 2021.



Firmado electrónicamente por:
BYRON AGUSTIN
SOLORZANO
CASTILLO

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo

DIRECTOR DE TESIS

AUTORÍA.

Yo, **Franco Emmanuel Guaycha Maza**, declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional- Biblioteca Virtual.

Firma: 

Cédula: 1105011017

Fecha: 09 de diciembre de 2021

AUTORIZACIÓN

CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y PUBLICACIÓN ELECTRONICA DEL TEXTO COMPLETO.

Yo, **Franco Emmanuel Guaycha Maza**, declaro ser autor de la tesis titulada: **Diseño de una maquina mezcladora para la fabricación de bocadillo**”, como requisito para optar al grado de **INGENIERO ELECTROMECAÁNICO**; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que, con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

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

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización en la ciudad de Loja, a los veinte y uno días del mes de mayo del dos mil veinte y uno.

Firma: _____



Autor: Franco Emmanuel Guaycha Maza.

Cédula: 1105011017

Dirección: Cdla. Julio Ordoñez

Correo electrónico personal: francguaycha@hotmail.com

Teléfono: 072546819 **Celular:** 0993076405

DATOS COMPLEMENTARIOS:

Director de tesis: Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

Tribunal de grado: - Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

- Ing. Marco Vinicio Rojas Moncayo, Mg. Sc.

- Ing. Luis Armando Salgado Valarezo, Mg. Sc.

DEDICATORIA.

Agradezco a mi Dios todo poderoso que siempre fue quien me levanto en los momentos más duros de mi caminar y me dio fuerza para poder concluir mi carrera.

A mi hija, a mi esposa, a mis padres y hermanos, que fueron mi motivación para seguir con mi carrera y terminar mi tesis.

A mis docentes, que siempre tuvieron la paciencia y sabiduría para transmitirnos sus conocimientos a lo largo de mi carrera. Un agradecimiento especial al Ingeniero Byron Solórzano que con sus enseñanzas académicas y consejos de amigo supo arrimar el hombro para poder seguir desarrollar el presente trabajo. A mis amigos Robert Cabrera, Juan Celi, Carlos Delgado por su apoyo motivacional.

AGRADECIMIENTO.

Agradezco a mi Dios todo poderoso que siempre fue el que me levanto en los momentos más duros de mi caminar, y me dio fuerza para poder concluir mi carrera.

A mi hija, esposa, padres y hermanos que fueron mi motivación para seguir con mi carrera y terminar mi tesis.

A mis docentes que siempre tuvieron la paciencia y sabiduría para transmitirnos sus conocimientos a lo largo de mi carrera. Un agradecimiento especial al Ingeniero Byron Solorzano que siendo mi docente desde mitad de carrera con sus enseñanzas académica y consejos de amigo supe arrimar el hombro para poder seguir adelante, y su guía como tutor de tesis fue un gran aporte para culminar mi tesis con éxito, a mis amigos Robert Cabrera, Juan Celi, Carlos Delgado por su apoyo motivacional.

CONTENIDO

CERTIFICACIÓN.....	II
AUTORÍA.....	III
AUTORIZACIÓN.....	IV
DEDICATORIA.....	V
AGRADECIMIENTO.....	VI
CONTENIDO.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
1. TÍTULO.....	1
2. RESÚMEN.....	2
3. INTRODUCCIÓN.....	4
4. REVISIÓN DE LITERATURA.....	6
4.1. Materia prima para la elaboración de bocadillo.....	6
4.1.1. Maní.....	6
4.1.1.1. Propiedades físicas del maní.....	6
4.1.2. Panela.....	7
4.1.2.1. Propiedades físicas de la panela.....	7
4.2. Mezcladora de bocadillo.....	7
4.2.1. Equipos de mezclado.....	7
4.2.2. Mezcladoras Verticales.....	8
4.2.3. Mezcladora horizontal.....	8
4.2.4. Mezcladoras de tambor.....	9
4.3. Agitadores.....	9
4.3.1. Diseño de agitadores mecánicos.....	9
4.3.2. Agitadores de Hélice.....	10
4.3.3. Agitador de pala.....	10
4.3.4. Agitador de turbina.....	11
4.4. Método Scoring.....	11
4.5. Fundamentos de mecánica de fluidos.....	12
4.5.1. Fuerza de arrastre.....	12
4.5.2. Movimiento circular uniforme.....	12
4.5.3. Fuerza dinámica.....	13
4.5.4. Presión dinámica. (P_d).....	13
4.5.5. Fuerza de empuje en la paleta.....	13
4.5.6. Potencia en el eje.....	14
4.5.7. Potencia de diseño o potencia de motor.....	14
4.5.8. Factor de servicio. K_s	14
4.5.9. Propiedades de los fluidos.....	15

4.5.9.1. Densidad	15
4.5.9.2. Viscosidad	15
4.5.10. Pérdidas de potencia por fricción de un fluido	15
4.6. Fundamentos de diseño mecánico,	16
4.6.1. Ejes.	16
4.6.2. Rodamientos.	17
4.6.3. Motorreductor.	17
4.6.4. Acoples.....	18
4.7. Fundamentos de resistencia de materiales.	18
4.7.1. Recipientes de pared delgada.	18
4.7.2. Vigas	19
4.7.3. Columnas	19
4.8. Transferencia de calor.	20
4.8.1. Pérdidas en transferencia de calor.	21
4.8.2. Pérdidas por conducción:.....	21
4.8.3. Pérdidas por convección:.....	21
4.8.4. Pérdidas por radiación.	21
4.9. Software CAD (Diseño Asistido por Computadora).....	22
4.9.1. Simulación de mecanismos y operaciones.	22
5. MATERIALES Y MÉTODOS.	23
5.1. Materiales.	23
5.2. Métodos.	23
5.2.1. Revisión de material bibliográfico.	24
5.2.2. Analizar y caracterizar el proceso artesanal para la elaboración de bocado.	24
5.2.3. Descripción del proceso convencional de elaboración del bocado.	25
5.2.4. Proponer el diseño de un mecanismo para la elaboración de bocado.	26
5.2.4.1. Análisis de alternativas para la selección del tipo de batidora a diseñar.	26
5.2.4.2. Selección del tipo de pala.	29
5.2.5. Diseñar el recipiente.	33
5.2.6. Calcular los ejes de sujeción de la canastilla.....	38
5.2.7. Calcular la palanca de vaciado.	39
5.2.8. Seleccionar rodamientos para ejes del recipiente.	40
5.2.9. Geometría de la paleta.....	42
5.2.10. Calcular la potencia requerida para seleccionar el motorreductor.	43
5.2.11. Seleccionar el motorreductor.	46
5.2.12. Diseñar el eje para agitador.	46
5.2.13. Determinar el espesor de paletas.	48
5.2.14. Selección de pernos para la sujeción de paletas al eje.	49
5.2.15. Diseño de la estructura para el mecanismo.....	51

5.2.15.1. Calcular del brazo que sujeta el motorreductor y agitador.	51
5.2.15.2. Calcular el tornillo de potencia.	52
5.2.15.3. Calcular las columnas de la estructura.	54
5.2.15.4. Calcular la viga principal.	56
5.2.15.5. Calcular las vigas laterales.	57
5.2.16. Seleccionar el quemador.	57
5.2.17. Diseñar el sistema eléctrico.	59
5.2.18. Diseñar el prototipo mediante software de ingeniería.	59
6. RESULTADOS.	60
6.1. Descripción de la máquina diseñada.	60
6.2. Diseño del recipiente.	66
6.3. Cálculo de ejes para sujeción de la canastilla.	71
6.4. Palanca de vaciado.	75
6.5. Selección de rodamientos.	78
6.6. Geometría de la paleta.	81
6.7. Cálculo de la potencia requerida para seleccionar el motorreductor.	83
6.8. Selección de motorreductor.	88
6.9. Diseño del eje para el agitador.	88
6.10. Espesor de paletas.	92
6.11. Selección de pernos para la sujeción de paletas al eje.	97
6.12. Selección de acople.	100
6.13. Diseño de la estructura para el mecanismo.	100
6.13.1. Cálculo del brazo que sujeta el motorreductor y agitador.	101
6.13.2. Cálculo de tornillo de potencia para el sistema de elevación del agitador.	105
6.13.3. Cálculo de columnas.	107
6.13.4. Cálculo de la viga principal.	111
6.13.5. Cálculo vigas laterales.	113
6.14. Selección del quemador.	115
6.15. Diseño Eléctrico.	119
6.16. Análisis de costos unitarios.	119
7. DISCUSIÓN.	120
8. CONCLUSIONES.	122
9. RECOMENDACIONES.	123
10. BIBLIOGRAFÍA	124
11. ANEXOS.	127

ÍNDICE DE FIGURAS.

Figura 1. Ingredientes para la elaboración de bocadillo.	6
Figura 2. Granos de maní (cacahuete).....	6
Figura 3. Panela elaborada.	7
Figura 4. Patrón de mezclado tipo vertical.....	8
Figura 5. Patrón de mezclado tipo horizontal.	9
Figura 6. Patrón de mezclado tipo tambor.	9
Figura 7. Agitadores axiales.....	10
Figura 8. Agitador de hélice.	10
Figura 9. Agitador axial tipo ancla.	11
Figura 10. Agitador axial tipo rejilla.	11
Figura 11. Agitador axial industrial	11
Figura 12. Agitadores axiales.....	11
Figura 13. Rodamiento rígido de bolas.	17
Figura 14. Motorreductor axial.	18
Figura 15. Acoples de acero inoxidable.	18
Figura 16. Punto caramelo de la miel antes de agregar el maní.	25
Figura 17. Mezcla de maní con panela.	26
Figura 18. Modelo del mecanismo uno.	27
Figura 19. Modelo del mecanismo dos.....	27
Figura 20. Modelo del mecanismo tres.	28
Figura 21. Modelo del mecanismo cuatro.	28
Figura 22. Modelo del mecanismo cinco.....	29
Figura 23. Modelo de paletas para agitador, alternativa uno.....	30
Figura 24. Modelo de paletas para agitador, alternativa dos.	31
Figura 25. Modelo de paletas para agitador, alternativa tres.....	32
Figura 26. Descripción de las principales partes del mecanismo diseñado.	61
Figura 27. Esquema aproximado para el diseño propuesto.....	64
Figura 28. Agitador de paletas rectangulares.....	66
Figura 29. Diseño del recipiente.	66
Figura 30. Vista lateral del recipiente.....	68
Figura 31. Disposición de la canastilla y palanca de vaciado.	70
Figura 32. Parte inferior de la canastilla.	71
Figura 33. Disposición de ejes soldados a la canastilla, vista frontal.	71
Figura 34. Pared del recipiente desplegada.	72
Figura 35. Diagrama-fondo del recipiente.....	73
Figura 36. Disposición de la carga sobre el eje del recipiente.....	74

Figura 37. Diagramas de momento flector y cortante en el eje del recipiente.	74
Figura 38. Disposición del recipiente durante el vaciado de la mezcla, vista lateral izquierda.....	75
Figura 39. Eje de recipiente.	75
Figura 40. Diagrama de cuerpo libre de la palanca de vaciado.	76
Figura 41. Diagrama de momento cortante y momento flector de la palanca de vaciado.....	77
Figura 42. Sección transversal de la palanca de vaciado.	77
Figura 43. Simulación de la palanca durante el vaciado.	78
Figura 44. Rodamiento de bolas.....	79
Figura 45. Modelo de agitador para el mecanismo.	82
Figura 46. Geometría de la paleta.....	82
Figura 47. Localización de las pérdidas por fricción.....	86
Figura 48. Motorreductores	88
Figura 49. Eje del agitador.	88
Figura 50. Diagrama eje de agitador.	90
Figura 51. Vista superior del agitador y disposición de fuerzas sobre las paletas.	90
Figura 52. Simulación-rigidez torsional.	92
Figura 53. Disposición de paletas dentro del recipiente-vista superior.	92
Figura 54. Disposición de fuerzas sobre el primer tramo de la paleta.....	93
Figura 55. Disposición de fuerzas sobre el segundo tramo de la paleta.....	94
Figura 56. Disposición de fuerzas sobre el tercer tramo de la paleta.....	96
Figura 57. Diseño de la paleta en 3D.	97
Figura 58. Sujeción de las paletas al eje.....	100
Figura 59. Acople para articular motorreductor-agitador.	100
Figura 60. Estructura del mecanismo en tubo de hierro.	101
Figura 61. Elementos que conforman la carga sostenida por el brazo.	102
Figura 62. Diagrama de momento cortante y momento flector para el brazo.	103
Figura 63. Sección transversal del tubo empleado para la construcción del brazo.....	103
Figura 64. Tornillo de potencia.	105
Figura 65. Ángulo de presión de la rosca ACME.	106
Figura 66. Diagrama manivela para elevar y bajar el conjunto(motorreductor-agitador).....	107
Figura 67. Distancia desde el eje neutro del plano transversal y a línea de acción de la carga.	108
Figura 68. Disposición de cargas en la viga principal.	111
Figura 69. Diagrama cortante y flector para la viga principal.....	112
Figura 70. sección transversal del tubo empleado para la viga principal.....	113
Figura 71. Viga lateral de la estructura.....	114
Figura 72. Disposición de cargas en las vigas laterales.	114
Figura 73. Diagrama cortante y flector para las vigas laterales.....	115
Figura 74. Analogía termoelectrica de transferencia de calor entre la mezcla y el ambiente.	116

Figura 75. Diagrama de transferencia de calor mezcla-recipiente-ambiente	117
Figura 76. Quemador FB NOZZLE MIX-Santin.....	119
Figura 77. Diagrama unifilar del sistema eléctrico	119

ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla 1. Factor de servicio en función del tipo de mecanismo.	14
Tabla 2. Descripción de proporciones de ingredientes para la elaboración de mezclado.....	25
Tabla 3. Porcentaje aproximado de ingredientes.	62
Tabla 4. Criterios de evaluación para la selección del tipo de mecanismo adecuado.	62
Tabla 5. Ponderación de criterios para la selección del tipo de mezcladora a diseñar.....	62
Tabla 6. Raiting de aceptación de alternativas para seleccionar el tipo de mezcladora.....	63
Tabla 7. Selección del tipo de mezcladora a diseñar.	63
Tabla 8. Descripción de criterios de evaluación para la selección del tipo de agitador.	64
Tabla 9. Ponderación de criterios para la selección del tipo de agitador.	64
Tabla 10. Raiting de aceptación de alternativas para seleccionar el tipo de agitador.....	65
Tabla 11. Selección del tipo de agitador a diseñar.	65
Tabla 12. Espesores máximos de plancha para soldadura TIG/MIG/MAG.	70
Tabla 13. Propiedades mecánicas tubo de hierro rectangular ASTM A500-AISI A500.....	71
Tabla 14. Carga máxima recomendada para una persona.	76
Tabla 15. Características geométricas y propiedades mecánicas de rodamientos.	79
Tabla 16. Factor f_0 para rodamientos de bolas.	80
Tabla 17. Factores radiales y axiales para rodamientos de bolas.....	80
Tabla 18. Factores de esfuerzo dinámico (f_l) recomendado en función del mecanismo.	81
Tabla 19. Propiedades mecánicas del acero inoxidable.	89
Tabla 20. Espesores de paleta calculados en diferentes secciones.....	97
Tabla 21. Descripción propiedades geométricas tubo de hierro cuadrado.	101
Tabla 22. Descripción propiedades geométricas tornillos.....	105
Tabla 23. Características-tubos de hierro cuadrados.....	108
Tabla 24. Longitudes equivalentes y constante columnas.....	110
Tabla 25. Tipos de transferencias de calor por convección.....	117
Tabla 26. Coeficientes de emisividad de aceros inoxidables.	118
Tabla 27. Costos unitarios referenciales de materiales y componentes.....	120
Tabla 28. Factores de servicio para agitadores.....	127
Tabla 29. Dimensiones de pernos de cabeza hexagonal.	128
Tabla 30. Dimensiones de tuercas hexagonales.....	128
Tabla 31. Diámetros de pernos estandarizados en fracciones de pulgada.	129
Tabla 32. Diámetro y área de roscas unificadas de tornillo UNC Y UNF	129
Tabla 33. Resistencias a la tensión de materiales para tornillos.	130

Tabla 34. Propiedades de metales no ferrosos.....	130
Tabla 35. Parámetros de rigidez de varios materiales.	131
Tabla 36. Especificaciones SAE para pernos de acero.	131
Tabla 37. Propiedades del acero inoxidable.	131

1. TÍTULO.

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA MEZCLADORA DE MASA PARA LA FABRICACIÓN DE
BOCADILLO.**

2. RESÚMEN.

En el presente trabajo se realizó el diseño de una máquina para preparar la mezcla de bocadillo, el mecanismo diseñado consta de tres sistemas principales: agitación y mezclado por paletas, elevación del batidor, cocción y de descarga. Para definir las cualidades físicas de la mezcla se realizaron procesos experimentales, de esta manera se caracterizó cada uno de los ingredientes y los factores que inciden en la preparación.

Los pasos inmersos en la elaboración de bocadillos se identificaron mediante entrevistas y visitas técnicas a empresas dedicadas a esta actividad. El diseño del mecanismo en sus diferentes etapas se fundamentó en: el método Scoring, resistencia de materiales, diseño mecánico, mecánica de fluidos y transferencia de calor, a través de ello se determinaron las principales partes de la máquina. La batidora se diseñó para una capacidad 68 Kg (50lb) de bocadillo, se dimensionó el tamaño y espesor del recipiente (olla), así mismo, se diseñó el agitador y se seleccionó el motorreductor con la potencia requerida para realizar el batido hasta alcanzar un punto homogéneo de la mezcla denominado punto caramelo.

La olla y el sistema de agitación se diseñaron para construirse en acero inoxidable SAE 304. El componente principal para el sistema de elevación del agitador consta de un tornillo de potencia articulado a una manivela para ser operado, el sistema de cocción posee de un quemador para GLP, el recipiente dispone una palanca para realizar el vaciado de la mezcla. La estructura del mecanismo se diseñó para ser construida en tubo de hierro ASTM.

Palabras claves: BATIDORA, BOCADILLO, AGITADOR, PALETAS, MEZCLADORA.

ABSTRACT

In the present work, the design of a machine to prepare the sugar biscuit “bocadillo” mixture was carried out, the designed mechanism consists of three main systems: stirring and mixing by paddles, raising the beater, cooking and discharge. To define the physical qualities of the mixture, experimental processes were carried out, in this way, every single ingredient and the factor that affect the preparation were identified.

The steps involved in the preparation of sweet biscuit “bocadillo” were identified through interviews and technical visits to companies dedicated to this activity. The mechanism design in its different stages was based on the Scoring method, material strength, mechanical design, fluid mechanics, and heat transfer; through this, the systems and main parts of the machine were determined. The mixer was designed for a 150 pounds capacity of sweet biscuit “bocadillo”, the size and thickness of the container (pot) was dimensioned; likewise, the agitator was designed and the gearmotor was selected with the required power to make the beating until reaching a homogeneous point of the mixture called caramel point.

The pot and stirring system were designed to be constructed of SAE 304 stainless steel. The main component for the stirrer lift system consists of a power screw articulated to a crank to be operated. The cooking system has a burner for LPG. The container has a lever to empty the mixture. The structure of the mechanism was designed to be built in ASTM iron tube.

Keywords: BLENDER, SUGAR BISCUIT “BOCADILLO”, AGITATOR, BLADES, MIXER.

3. INTRODUCCIÓN.

La producción de dulces derivados de la panela es una actividad muy frecuente en la provincia de Loja, debido a la gran demanda de este tipo de productos. En la mayoría de empresas y emprendimientos dedicados a dicha actividad los procesos son desarrollados de forma artesanal no industrializada. Lo anterior, se debe al reducido desarrollo tecnológico de las localidades productoras de bocadillos, acompañado de la falta de recursos.

El presente trabajo propone el diseño una máquina mezcladora para la fabricación de bocadillo con vistas a innovar los procesos de elaboración, industrializando la fabricación de estos dulces típicos de la provincia de Loja.

Para el diseño adecuado de la máquina fue necesario definir y caracterizar el proceso de elaboración de la mezcla, así como sus propiedades físicas, lo que permitió seleccionar los mecanismos idóneos para la capacidad productiva propuesta, la misma que es de 150kg de bocadillo. Para lograr el diseño se plantearon los siguientes objetivos específicos:

- Analizar y caracterizar los requerimientos del proceso artesanal para la elaboración de bocadillo.
- Proponer y diseñar un mecanismo para la elaboración de la mezcla base empleada en la fabricación de bocadillo.
- Definir y seleccionar, según corresponda, los componentes electromecánicos complementarios para el mecanismo propuesto.

En cuanto al contenido del presente trabajo de titulación. En la primera sección de se establece una revisión bibliográfica que describe las generalidades de la mezcla de bocadillo, características operacionales de mezcladoras, agitadores y el método Scoring como herramienta para la toma de decisiones y fundamentos de mecánica de fluidos, mecánica de sólidos, transferencia de calor, entre otros.

En el apartado de metodología se presenta el conjunto de pasos para dar fiel cumplimiento a los objetivos.

En el apartado de resultados se justifica cada uno de los procedimientos realizados, se inicia con la descripción general de la máquina para luego dimensionar el recipiente conjuntamente con los ejes de sujeción y la canastilla, adicionalmente se seleccionó los rodamientos. El cálculo del agitador consistió en la definición de la geometría y espesor de las paletas, diseño del eje y selección de acople y motorreductor. También, se seleccionó el quemador adecuado para el sistema de cocción, el diseño de la estructura integró el cálculo de vigas, columnas y el brazo de sujeción del conjunto batidor, los resultados se complementaron con el diseño del sistema eléctrico, el diseño de un prototipo mediante

software CAD y la elaboración de un análisis de costos unitarios. Finalmente se presentan las conclusiones y recomendaciones del presente estudio.

4. REVISIÓN DE LITERATURA.

4.1. Materia prima para la elaboración de bocadillo.

La Figura 1 describe los ingredientes y algunos implementos empleados en la elaboración de bocadillo: (1) maní molido, (2) panela, (3,7) agua, (4) paila. En un recipiente se integra el agua y la panela suministrando fuego alto, esto da origen a una mezcla espesa, después de un determinado tiempo de cocción se alcanza el punto miel grado (llamado comúnmente así al grado de viscosidad de la mezcla), dicho punto se logra determinar de acuerdo a la experiencia del maestro bocadillero, luego se retira el fuego y se procede a agregar el maní y posteriormente batir hasta lograr una mezcla homogénea.



Figura 1. Ingredientes para la elaboración de bocadillo.
Fuente: (Autor)

4.1.1. Maní.

La Figura 2 detalla un fruto de maní seco, su envoltura es una vaina leñosa, este fruto es la materia prima principal para la elaboración de bocadillo (Sur, 2020).



Figura 2. Granos de maní (cacahuete)
Fuente: (Sur, 2020)

4.1.1.1. Propiedades físicas del maní.

El proceso de tratamiento del maní previo a la elaboración consiste en: quitarle la cáscara, luego tostarlo y finalmente molerlo, la densidad en este estado alcanza los $500 \frac{Kg}{m^3}$, estos datos serán utilizados en los próximos apartados para los cálculos de dimensionamiento y diseño de la máquina mezcladora de bocadillo.

4.1.2. Panela.

La Figura 3 muestra la panela elaborada, es el producto resultante de la cocción del jugo de caña de azúcar. En la mayoría de los casos se obtiene de manera artesanal, sin refinado ni procesos químicos, únicamente se obtiene sometiendo a evaporación el jugo de caña que previamente ha sido lavada y molida. El jugo debe cernirse para eliminar las impurezas lograr que se forme una melaza que posteriormente al enfriarse y secarse se cristalizará y dará lugar a un cuerpo sólido (Sur, 2020).



Figura 3. Panela elaborada.
Fuente. Autor.

4.1.2.1. Propiedades físicas de la panela.

En el artículo “Determinación de Algunas Propiedades Físicas y Mecánicas de la Panela” publicado por Fajardo (1999), determina que la panela de caña de azúcar en su estado sólido posee una densidad de $1480 \frac{Kg}{m^3}$.

4.2. Mezcladora de bocadillo.

Uno de los pasos más importantes en la elaboración de dulces es el mezclado. El objetivo de una mezcladora de bocadillos es el producir una mezcla uniforme de ingredientes que asegure la calidad del bocadillo.

El mezclado de los ingredientes para la elaboración de bocadillo ocurre cuando las partículas de un ingrediente se mueven permitiendo que las partículas de otro ocupen sus lugares por esta razón las mezcladoras que promueven un máximo movimiento de partículas son las que efectuarán un mezclado más rápido y eficiente. Cada ingrediente, posee propiedades que afectan a su capacidad para ser mezclado entre las que podemos mencionar, volumen, forma y densidad.

4.2.1. Equipos de mezclado.

Los equipos de mezclado de fluidos son muy diversos dependiendo del tipo de fluido y de las características que se deseen dar al mismo (Rodríguez, 2011).

Existen tres tipos básicos de mezcladoras:

- 1.- Verticales
- 2.- Horizontales (listones o paletas)
- 3.- De tambor o tómbola

4.2.2. Mezcladoras Verticales.

En algunos lugares son muy populares debido, principalmente, a su bajo costo y a la facilidad de poder adaptarse a equipos móviles de alimentación.

Una mezcladora vertical en buenas condiciones mecánicas usualmente tarda de 12 a 15 minutos para producir una mezcla uniforme. En las mezcladoras verticales solo un pequeño porcentaje (10 %) de alimento es movido a un mismo tiempo. La mayoría del mezclado se lleva a cabo mediante la recirculación de los ingredientes a través de un tubo elevador, y un gusano (Rodríguez, 2011). Véase Figura 4.

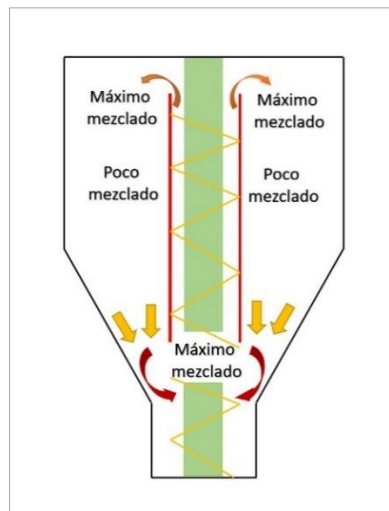


Figura 4. Patrón de mezclado tipo vertical.
Fuente. Autor.

4.2.3. Mezcladora horizontal.

Este tipo de equipo usualmente puede producir una mezcla homogénea en 2 a 4 minutos, prácticamente el 100 % de las partículas están en movimiento. La mayoría de las mezcladoras horizontales son estacionarias, pero es posible hacerlas portátiles; por lo general, son más costosas que las mezcladoras verticales debido a que sus componentes deben ser más resistentes. Tienen la ventaja de que su desgaste es relativamente lento en comparación con las mezcladoras verticales por lo que el costo de producción por año es más bajo. Las mezcladoras horizontales pueden ser usadas para incorporar niveles de líquido del 8 -10 % como grasas o melaza (Rodríguez, 2011). Véase la Figura 5.



Figura 5. Patrón de mezclado tipo horizontal.
Fuente. Autor.

4.2.4. Mezcladoras de tambor.

En este tipo de mezcladoras, el alimento se mezcla de la misma forma que las revolventoras de concreto en teoría, pueden efectuar un buen mezclado cuando se les llena a la capacidad recomendada y se le da un tiempo adecuado de mezclado. Sin embargo, puede haber algunos problemas de atascamiento cuando se adicionan líquidos pegajosos (aceite o melaza). Véase la Figura 6.

Aunque el uso de este tipo de equipos se ha incrementado recientemente, debido a principalmente, a su bajo consumo de energía, actualmente existe poca información disponible respecto a la confiabilidad o capacidad de este tipo de mezcladoras para obtener una mezcla uniforme (Rodríguez, 2011).

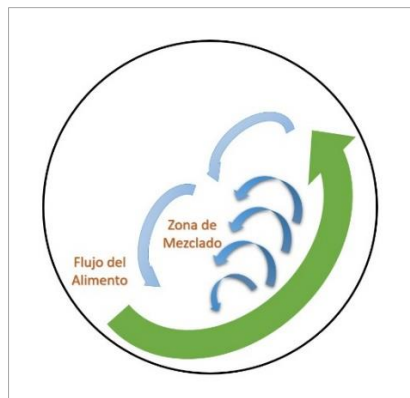


Figura 6. Patrón de mezclado tipo tambor.
Fuente. Autor.

4.3. Agitadores.

4.3.1. Diseño de agitadores mecánicos.

Los agitadores mecánicos consisten en un rodete montado en un eje y accionado por un motor. Se dividen en dos clases: los que generan corrientes paralelas al eje del agitador y los que dan origen a corrientes en dirección tangencial o radial. Los primeros se llaman agitadores de flujo axial y los segundos agitadores de flujo radial. Los tres tipos principales

de agitadores son: de hélice, de paletas, y de turbina. La Figura 7 muestra los patrones de flujo que se generan en tanques (Rincón, 2017).

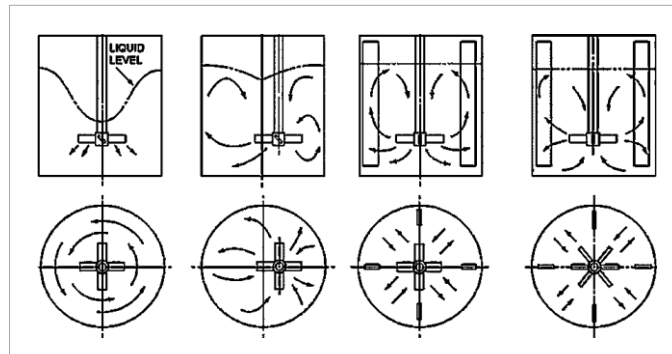


Figura 7. Agitadores axiales.

Fuente. (Benavidez Domínguez José Leonardo)

4.3.2. Agitadores de Hélice.

Un agitador de hélice, es un agitador de flujo axial, que opera con velocidad elevada y se emplea para líquidos pocos viscosos. Debido a la persistencia de las corrientes de flujo, los agitadores de hélice son eficaces para tanques de gran tamaño. La Figura 8 muestra un agitador tipo hélice de 3 aspas (Rincón, 2017).



Figura 8. Agitador de hélice.

Fuente. (Benavidez Domínguez José Leonardo)

4.3.3. Agitador de pala.

Son agitadores de palas planas que giran sobre un eje vertical y cumplen eficazmente problemas sencillos de agitación. Son frecuentes los agitadores de dos y cuatro palas.

En estanques de gran altura se instalan varias palas, unas sobre otras, en un mismo eje. Los agitadores de palas giran a velocidades comprendidas entre 20 y 150 rpm aproximadamente. La longitud total de un rodete de palas comprende entre el 50 y el 80 % del diámetro interior del estanque y la anchura de la pala es de 1/6 a 1/10 de su longitud, las siguientes figuras muestran algunos tipos de agitadores de pala (Rincón, 2017).

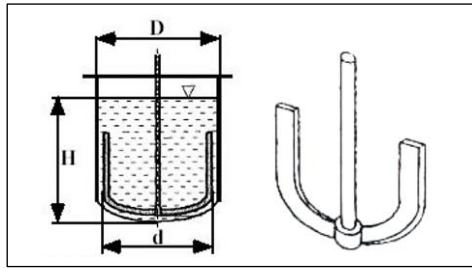


Figura 9. Agitador axial tipo ancla.
Fuente. (Benavidez Domínguez José Leonardo)

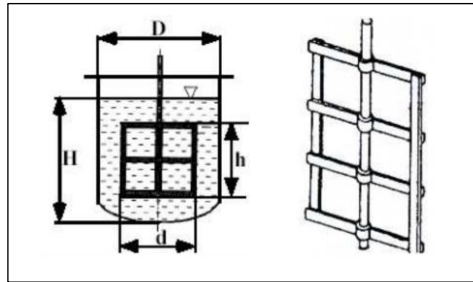


Figura 10. Agitador axial tipo rejilla.
Fuente. (Benavidez Domínguez José Leonardo)



Figura 11. Agitador axial industrial
Fuente. (Benavidez Domínguez José Leonardo)

4.3.4. Agitador de turbina.

El impulsor se compone generalmente de numerosas palas cortas, las que giran a medias y altas velocidades sobre un eje montado centralmente en el estanque.

Se consideran velocidades medias de 100 a 300 rpm y elevadas de 300 a 1000 rpm. Las placas pueden ser rectas o curvas, inclinadas o verticales. Las corrientes principales son radiales y tangenciales (Rincón, 2017). véase Figura 12.

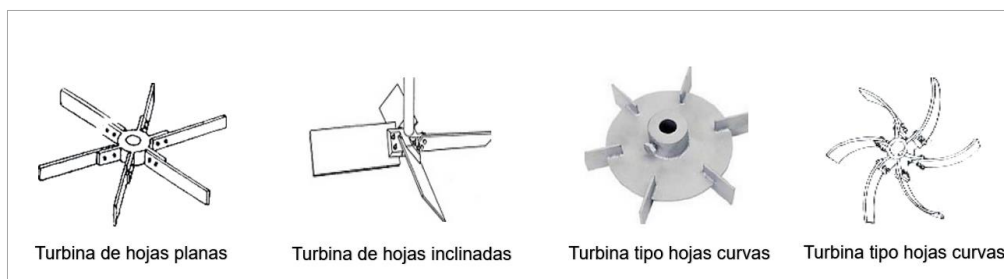


Figura 12. Agitadores axiales.
Fuente. (Benavidez Domínguez José Leonardo)

4.4. Método Scoring.

El método de los factores ponderados (Scoring) se basa en la elaboración de una matriz la cual incluye las alternativas, los criterios de evaluación, los requerimientos y los parámetros que se van a analizar para buscar la mejor alternativa de diseño, los pasos a seguir son:

- Determinar una relación de los factores relevantes.
- Asignar un peso a cada factor que refleje su importancia relativa de 1-5.
- Fijar una escala a cada factor. Ejemplo 1-10 o 1-100.
- Hacer que se evalúe para cada factor.
- Escoger la mejor alternativa.

4.5. Fundamentos de mecánica de fluidos.

4.5.1. Fuerza de arrastre.

La fuerza que un fluido fluyente ejerce sobre un cuerpo en la dirección del flujo se llama fuerza de arrastre, y la magnitud de ésta depende, en parte, de la viscosidad

$$F_D = \frac{1}{2} * C_D * A_{paleta} * \rho * v^2$$

Ecuación 1

Donde:

$F_D =$ Fuerza de arrastre

$C_D =$ Coeficiente de arrastre

$A_{paleta} =$ Área de la paleta

$\rho =$ densidad del líquido

$v_{lineal} =$ velocidad lineal de giro de la paleta

Coeficiente de arrastre. " C_D "

La magnitud del coeficiente de arrastre, para el arrastre de presión, depende de muchos factores, sobre todo de la forma del cuerpo, el número de Reynolds del flujo, la rugosidad de la superficie y la influencia de otros cuerpos o superficies en las cercanías. En primer lugar, estudiaremos dos de las formas más sencillas: la esfera y el cilindro.

4.5.2. Movimiento circular uniforme.

Imaginemos una partícula que se mueve en una trayectoria circular, con rapidez constante: al ser la trayectoria una curva el vector velocidad cambia su dirección en cada instante (es tangente a la trayectoria en cada punto), esto implica que la velocidad lineal sea constante, este movimiento recibe el nombre de movimiento circular uniforme.

Velocidad angular.

Es el cociente entre el desplazamiento angular y el intervalo de tiempo en el cual se produce.

$$w = \frac{\theta}{t}$$

Ecuación 2

Donde:

$w =$ Velocidad angular

$\theta =$ Desplazamiento angular

$t =$ tiempo

Relación entre velocidad lineal y angular.

Cuando un disco gira con cierta rapidez, la velocidad lineal definida sobre la trayectoria y la velocidad angular definida sobre el ángulo barrido en un tiempo dado se producen de forma simultánea. Por lo tanto, es posible establecer una relación entre la velocidad lineal y la angular.

$$v = w * R$$

Ecuación 3

Donde:

$R =$ radio

4.5.3. Fuerza dinámica.

Es la fuerza aplicada por un fluido en movimiento a un área determinada.

$$Fd = Pd * \text{Apaleta}$$

Ecuación 4

Donde:

$Fd =$ Fuerza Dinámica

$Pd =$ Presión Dinámica

4.5.4. Presión dinámica. (Pd)

Representa el aumento en la presión cuando el fluido en movimiento se detiene de manera isentrópica.

$$Pd = \frac{1}{2} \rho v^2$$

Ecuación 5

Donde:

$\rho =$ densidad del fluido

$v =$ velocidad lineal

4.5.5. Fuerza de empuje en la paleta.

Es la suma de la fuerza de arrastre y dinámica, esta es la que el eje debe proporcionar a la paleta para que este realice su desplazamiento durante el mezclado.

$$F_{Total} = F_D + Fd$$

Ecuación 6

Donde:

$F_D = \text{Fuerza de desplazamiento}$

$Fd = \text{Fuerza dinámica}$

4.5.6. Potencia en el eje.

Es la potencia que el eje requiere para transmitir a las paletas.

$$Pot_{eje} = F_{Total} * v_L$$

Ecuación 7

Donde:

$F_T = \text{Fuerza Tangencial}$

$v_L = \text{Velocidad Lineal}$

4.5.7. Potencia de diseño o potencia de motor.

En la publicación de Castillo, Rojas, & Martínez (2017) describe el concepto de potencia expresa cuantas veces está disponible el par motor en el tiempo, es decir, con qué velocidad se puede disponer del par motor. El desarrollo de este trabajo considera la potencia motriz como la potencia del motor que moverá el mecanismo en (watts).

$$Pot \text{ en el motor} = Pot_{eje} * fs$$

Ecuación 8

Donde:

$fs = \text{factor de servicio}$

4.5.8. Factor de servicio. Ks

Este factor considera el tipo de la carga y del tipo de máquina, se utiliza para simular las condiciones de trabajo del accionamiento en la actividad de diseño, Budynas & Nisbett (2008) se identifica como Ks y se define como un factor de régimen de carga C_r . A continuación, se expone en la Tabla 1 los factores de servicio dados para diferentes tipos de máquinas, tipos de motor, regímenes y tiempos de trabajos. (Dunlop.S.A.).

Tabla 1. Factor de servicio en función del tipo de mecanismo.

Máquina Movida	Máquina Motriz

	Motor eléctrico síncrono. Motor de combustión interna multicilindro. Turbinas.			Motor eléctrico de alto par. Motor de combustión interna multicilindro		
	8 h/día	16 h/día	24 h/día	8 h/día	16 h/día	24 h/día
<u>Carga ligera</u> Agitadores de líquidos. Bombas y compresores centrífugos. Transportadores de banda. Ventiladores. Maquinas herramientas de corte continuo.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
<u>Carga Normal</u> Bombas y compresores de 3 y más cilindros. Transportadores de cadena. Fresadoras	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
<u>Carga pesada</u> Bombas y compresores de uno y dos cilindros. Elevadores de cangilones. Cepilladoras y mortajadoras.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
<u>Carga muy pesada</u> Mecanismos de elevación de grúas. Prensas. Cizallas	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Fuente: (Dunlop.S.A.)

4.5.9. Propiedades de los fluidos.

4.5.9.1. Densidad.

Se define como la masa por unidad de volumen. Sus unidades en el sistema internacional son ($\frac{kg}{m^3}$) Para un fluido homogéneo, la densidad no varía de un punto a otro y puede definirse simplemente mediante (Cengel, 2009).

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

Ecuación 9

4.5.9.2. Viscosidad.

Cuando dos cuerpos sólidos en contacto se mueven uno con respecto al otro, se crea una fuerza de fricción en la superficie de contacto en la dirección opuesta al movimiento. Por ejemplo, para mover una mesa sobre el piso, se le debe aplicar una fuerza en dirección horizontal, suficientemente grande como para vencer la fricción. (Cengel, 2009)

4.5.10. Pérdidas de potencia por fricción de un fluido.

El desplazamiento de un fluido a través de un conducto requiere un gasto de energía, este gasto energético demandará adicionalmente una porción extra de energía la cual se disipa a causa de la fricción de las partículas del fluido desplazado cuando este entra en contacto con la superficie del conducto, la energía disipada se denomina pérdidas por fricción, la bibliografía de Robert L. Mott (2009) propone las ecuaciones para cuantificar dichas pérdidas. A continuación, se muestra la expresión que permite calcular las pérdidas de un conducto de expansión súbita:

$$h_L = k \left(\frac{v_{lineal}^2}{2g} \right)$$

Ecuación 10

Donde:

$k =$ factor de expansión súbita

$v_{lineal} =$ Velocidad lineal del fluido.

4.6. Fundamentos de diseño mecánico,

4.6.1. Ejes.

Se trata de un elemento giratorio y no giratorio que generalmente es de sección transversal circular, se emplea para transmitir potencia y movimiento empleando otros elementos como engranes, poleas, volantes de inercia, manivelas, catarinas, etc.

Casi en su totalidad los ejes son empleados para transmitir un par de torsión para lo cual el eje debe tener el tamaño adecuado para soportar el esfuerzo y la deflexión por torsión. El método de cálculo para los ejes depende de tipo de mecanismo a diseñar, existen varios métodos como el de esfuerzo (Budynas & Nisbett, 2008).

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes simultáneamente, para el análisis, se puede combinar los diferentes tipos de esfuerzos de acuerdo a lo propuesto por Von Mises.

Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y la torsión están dados por:

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 * n_s}{\pi * \sigma_y} * \sqrt{[(M_{m\acute{a}x})^2 + (T_{m\acute{a}x})^2]}}$$

Ecuación 11

Donde:

$d_{eje} =$ Diámetro mínimo del eje.

$M_{m\acute{a}x} =$ Momento flector máximo

$T_{m\acute{a}x} =$ Torque máximo

$\sigma_y =$ Esfuerzo a la fluencia del material

$n_s =$ Factor de seguridad.

Para el cálculo de ejes que están sometidos generalmente a un solo tipo de esfuerzo predominante se suele aplicar métodos como el de esfuerzo torsor simple, dado de la siguiente manera:

$$\tau_{\text{permisiblealatorsi3n}} = \frac{T_{\text{m3xeje}} * r_{\text{eje}}}{J}$$

Ecuaci3n 12

$$J = \frac{\pi r^4}{2}$$

Ecuaci3n 13

Donde:

$T_{\text{m3xeje}} =$ Torque m3ximo que va a soportar el eje.

$r_{\text{eje}} =$ radio del eje.

$J =$ Momento polar de inercia.

4.6.2. Rodamientos.

Según Robert L. Mott (2006), la funci3n de un rodamiento es soportar una carga y al mismo tiempo permitir el movimiento relativo entre dos elementos de una m3quina con un rozamiento m3nimo. En funci3n del tipo de carga, podemos definir a los rodamientos como: radiales, axiales y de carga combinada. Los elementos rodantes pueden ser: bolas, rodillos, palillos o tambores, existen algunos m3todos para seleccionar de rodamientos como el propuesto en el cat3logo Rodamientos FAG (2000), la Figura 13 ilustra un rodamiento r3gido de bolas.



Figura 13. Rodamiento r3gido de bolas.
Fuente: (Fersa, 2021)

4.6.3. Motorreductor.

Motorex (2011) define a un motorreductor como una m3quina compacta que posee un reductor de velocidad y un motor unidos en un solo cuerpo, este tipo de mecanismo se emplea para reducir la frecuencia de giro de una m3quina de forma directa y autom3tica. V3ase la Figura 14.



Figura 14. Motorreductor axial.
Fuente: (Motorex, 2021)

4.6.4. Acoples.

Son elementos de transmisión mecánica que une dos ejes en sus extremos para transmitir potencia, pueden ser flexibles o rígidos (INTEC, 2021).



Figura 15. Acoples de acero inoxidable.
Fuente: (INTEC, 2021)

4.7. Fundamentos de resistencia de materiales.

4.7.1. Recipientes de pared delgada.

Según Budynas & Nisbett (2008) se denomina recipiente de pared delgada cuando el espesor de la pared de un recipiente cilíndrico se acerca a un vigésimo de su radio o menos y el esfuerzo radial del recipiente es muy pequeño comparado con el esfuerzo tangencial.

Generalmente los recipientes son cilíndricos debido a que en esta forma geométrica se tiene un área transversal más grande para un perímetro dado y por lo tanto mayor resistencia en comparación con otras formas a excepción de la forma esférica. Los principales esfuerzos encontrados son esfuerzos tangenciales.

Con estas consideraciones el esfuerzo tangencial se calcula mediante la expresión mostrada:

$$e_{pared} = \frac{P_{fondorecipiente} * D_{recipiente}}{2 * \sigma_{Permisible}}$$

Ecuación 14

Donde:

e_{pared} = Espesor de pared del recipiente.

$P_{fondo\ recipiente}$ = Presión en el fondo de recipiente.

$D_{recipiente}$ = Diámetro del recipiente.

$\sigma_{permisible}$ = Esfuerzo permisible del material.

4.7.2. Vigas

Budynas & Nisbett (2008), describe las vigas como elementos que pueden estar sometidos a fuerzas cortantes y flexionantes, las cargas pueden ser puntuales o denominadas concentradas y también cargas distribuidas, el método de cálculo sugerido será de acuerdo a la complejidad de las funciones que ha de cumplir una viga.

Para vigas en voladizo de cargas ligeras se puede determinar el esfuerzo máximo a la tensión ($\sigma_{máxtensión}$) a partir de una geometría conocida y con ello calcular la flecha o deflexión en el extremo más alejado de su empotramiento, la ecuaciones del caso son:

$$\sigma_{máxtensión} = \frac{M_{máx} * C}{I} \quad \text{Ecuación 15}$$

Donde:

$M_{máx}$ = Momento máximo de la viga

C = Centroide o línea neutra de la viga

I = Momento rectangular de inercia.

$$\Delta y_{viga} = \frac{F * (L_{viga})^3}{48 * E * I} \quad \text{Ecuación 16}$$

Donde:

Δy_{viga} = Deflexión en el extremo más alejado desde el empotramiento de la viga.

L_{viga} = Longitud de la viga

F = Carga

E = Módulo de elasticidad del material

4.7.3. Columnas

Una columna es un elemento sometido a compresión, el cual es lo suficientemente delgado respecto a su longitud para que bajo la acción de una carga gradualmente creciente

se rompa por flexión lateral o pandeo ante una carga mucho menor que la necesaria para romperlo por aplastamiento. Aunque no existe un límite perfectamente definido entre elemento corto y columna, se suele considerar que un elemento a compresión es una columna si su longitud es igual o mayor a diez veces la dimensión menor de la sección transversal. Las columnas pueden clasificarse como: columnas largas con carga centrada, columnas de longitud intermedia con carga centrada, columnas con carga excéntrica.

Mediante la fórmula de la secante para momento se determina el momento máximo que se genera en el centro de la columna.

$$M_{columna} = F_{columna} * e_{carga} * sec \left[\sqrt{\frac{F_{columna}}{E * I}} * \frac{L_{columna}}{2} \right] \quad \text{Ecuación 17}$$

Donde:

$M_{columna}$ = Momento máximo en el centro de la columna.

$F_{columna}$ = Fuerza aplicada sobre la columna

e_{carga} = Excentricidad de la carga..

E = Módulo de elasticidad del material.

I = Momento rectangular de inercia de inercia.

$L_{columna}$ = Longitud de la columna.

Con la fórmula de la secante para esfuerzo, se determina el esfuerzo máximo que se encuentra en la mitad de la columna:

$$\sigma_{máxcolumna} = \frac{F_{columna}}{A_{transversal}} * \left[1 + \frac{e_{carga} * c}{(r_{giro})^2} * sec \left(\frac{L_{columna}}{2 * r_{giro}} * \sqrt{\frac{F_{columna}}{E * A_{transversal}}} \right) \right] \quad \text{Ecuación 18}$$

Donde;

$\sigma_{máxcolumna}$ = Esfuerzo máximo

$F_{columna}$ = Fuerza aplicada sobre cada columna.

$A_{transversal}$ = Área sección transversal.

$\frac{e * c}{(r_{giro})^2}$ = Relación de excentricidad del material.

$L_{columna}$ = Longitud de la columna

$(r_{giro})^2$ = Radio de giro.

E = Módulo de elasticidad del material

4.8. Transferencia de calor.

La cantidad de energía para cambiar la temperatura de la masa de un cuerpo requiere saber el calor específico del material, la expresión viene dada por:

$$Q = m * C_p * (t_2 - t_1)$$

Donde:

$Q =$ Energía necesaria

$m =$ Masa del cuerpo

$C_p =$ Calor específico de la masa

$t_2 =$ Temperatura mayor

$t_1 =$ Temperatura menor

4.8.1. Pérdidas en transferencia de calor.

Yunus A. Cengel (2011), describe: las pérdidas de energía en un mecanismo de transferencia de calor pueden darse por tres formas: conducción, convección y radiación, estas pérdidas requiere de la existencia de dos puntos que se encuentren a diferentes temperaturas lo cual permite crea un gradiente de temperatura facilitando que la energía en forma de calor se transmita desde el punto más caliente al punto más frío. Las ecuaciones para determinar las perdidas según cada caso son:

4.8.2. Pérdidas por conducción:

$$Q_{\text{conducción}} = k_{\text{material}} * A * \frac{(T_2 - T_1)}{e}$$

Donde:

$k_{\text{material}} =$ Conductividad térmica del material

$A =$ Área de transferencia de calor

$e =$ Espesor de la barrera

4.8.3. Pérdidas por convección:

$$Q_{\text{convección}} = h_c * A * (T_{\text{caliente}} - T_{\text{frío}})$$

Donde:

$Q_{\text{convección}} =$ Pérdidas de energía por convección.

$h_c =$ Coeficiente medio de transferencia de calor por convección .

$A =$ Área de transferencia de calor.

$T_{\text{caliente}} =$ Temperatura superior

$T_{\text{frío}} =$ Temperatura inferior

4.8.4. Pérdidas por radiación.

$$Q_{\text{radiación}} = \varepsilon * \sigma * A * (T_s^4 - T_{\text{alrededor}}^4)$$

Donde:

$Q_{radiación}$ = Pérdidas de energía por radiación.

ε = Emisividad del material

σ = Coeficiente de Stefan – Boltzmann

T_s = Temperatura de la superficie del recipiente

$T_{alrededor}$ = Temperatura del entorno

4.9. Software CAD (Diseño Asistido por Computadora)

4.9.1. Simulación de mecanismos y operaciones.

Una simulación por computadora, un modelo de simulación por computador o un modelo informatizado es un programa informático o una red de ordenadores cuyo fin es crear una simulación de un modelo abstracto de un determinado sistema. Las simulaciones por computadora se han convertido en una parte relevante y útil de los modelos matemáticos de muchos sistemas naturales de ciencias como la física, geofísica, astrofísica, química y la biología; así como de sistemas humanos de economía, psicología y ciencias sociales. Además, se emplea en el diseño de nueva tecnología para llegar a comprender mejor su funcionamiento (Rojas Lazo, 2006).

5. MATERIALES Y MÉTODOS.

5.1. Materiales.

En el desarrollo del presente proyecto se empleará los siguientes recursos y materiales:

- Recursos humanos:
 - Tutor de proyecto de tesis.
 - Técnico-conocedor del proceso artesanal de elaboración del bocadillo.
- Recursos bibliográficos:
 - Libros de diseño mecánico.
 - Libros de resistencia de materiales.
 - Catálogos de elementos para transmisiones mecánicas.
 - Catálogos de rodamiento.
 - Libros de diseño asistido por computadora.
- Recursos de oficina:
 - Equipos y complementos computacionales.
 - Softwares:
 - AutoCAD®.
 - SolidWorks®.
 - Paquete Office®.

5.2. Métodos.

La metodología propuesta para cumplir los objetivos planteados es la siguiente:

Recopilar información bibliográfica sobre elaboración de bocadillos. Mediante visitas de campo a maestros bocadilleros, esta recopilación de información permitirá determinar los ingredientes y cualidades del mecanismo con el cual se elaborará los bocadillos.

Caracterizar los requerimientos del proceso artesanal para la elaboración de bocadillo. Mediante estudio de campo, se reproducirá los pasos para la elaboración de bocadillo definiendo densidad, temperaturas, viscosidad, entre otros datos que después se utilizarán en el cálculo de los diferentes componentes de la máquina.

Seleccionar el tipo de máquina que ofrezca las prestaciones para desarrollar el proceso de elaboración de bocadillos y con las propiedades de los ingredientes antes definidos. A través del levantamiento de información sobre mecanismo batidores ya construidos y mediante la aplicación del Método de factores ponderados (Scoring), de esta manera se obtendrá los parámetros y lineamientos que permitan construir el mecanismo.

Búsqueda bibliográfica y síntesis de la información pertinente sobre: Mecánica de fluidos, transferencia de calor, diseño de máquinas, resistencia de materiales, etc. Mediante revisión en libros y otra literatura especializada sobre los temas antes descritos se obtendrá la información que permita fundamentar el diseño, selección y cálculo de los diferentes elementos de la máquina.

Diseño de los diferentes componentes de la máquina. Se realizará cálculos de referente a los siguientes temas:

- Diseño de recipientes de pared delgada.
- Diseño de paletas para mezcladoras para productos alimenticios.
- Diseño de ejes
- Selección de motorreductores.
- Selección de rodamientos.
- Diseño de estructuras metálicas.
- Selección de quemadores para gas licuado de petróleo GLP.

Con los componentes diseñados para la máquina se obtiene el diseño a detalle de los componentes principales, de tal manera que se pueda generar planos técnicos mecánicos.

Diseño eléctrico. Diseño de circuitos eléctricos para el accionamiento de la máquina. Mediante el uso de herramientas CAD considerando las características de los equipos a emplear y que se cumplan con los requerimientos de seguridad, con ello se obtendrá de forma detallada los componentes eléctricos.

Simulación en software de ingeniería. Simular los componentes principales mediante Software CAD, de esta manera se realizará un análisis de elementos finitos con carga estática.

A continuación, se detalla los aspectos metodológicos antes descritos:

5.2.1. Revisión de material bibliográfico.

Se analizará el proceso artesanal de fabricación de bocadillo, verificar los parámetros de funcionamiento en máquinas batidoras de productos alimenticios ya construidas. Considerar libros de diseño mecánico, diseño eléctrico, resistencia de materiales, transferencia de calor y trabajos relacionados con el diseño de máquinas mezcladoras como: Rincón (2016), Ricaurte (2016), Budynas & Nisbett (2008), Hamrock , Jacobson , & Schmid (2009) Robert L. Mott (2009) Yunus A. Cengel 2011.

5.2.2. Analizar y caracterizar el proceso artesanal para la elaboración de bocadillo.

Este paso consiste en clasificar la materia prima (ingredientes) para realizar la fabricación de bocadillo, dosificar la masa de ingredientes de forma proporcional de acuerdo a lo sugerido por los elaboradores artesanales, en la Tabla 2 se describe un resumen de las proporciones para en la elaboración.

Tabla 2. Descripción de proporciones de ingredientes para la elaboración de mezclado.

AGUA (ml)	PANELA (Kg)	MANÍ (Kg)
10	0.23	0.9
200	4.54	9
500	10.45	22.73
1000	21	45.45

Fuente: (Autor)

5.2.3. Descripción del proceso convencional de elaboración del bocadillo.

El proceso de elaboración de bocadillo contempla varios pasos los cuales se detalla a continuación:

Primer Paso.

Agregar el agua y la panela en pequeños trozos, las cantidades de acuerdo a la tabla descrita anteriormente, suministrar fuego lento en un intervalo de tiempo de 30 a 45 minutos según sea el volumen de preparación.

Segundo Paso.

Determinar el punto caramelo (viscosidad de la miel), sacar una muestra usando una espátula de madera y dejarla caer sobre el recipiente, de acuerdo a la versión de expertos elaboradores artesanales de bocadillo el punto adecuado de la miel encuentra cuando la miel forme una especie de olas en el filo de la espátula, en la Figura 16 se detalla el proceso de una inspección visual de la mezcla para verificar el color y la textura.



Figura 16. Punto caramelo de la miel antes de agregar el maní.

Fuente: (Autor)

Tercer Paso.

Apagar el fuego, agregar el maní y batir un intervalo de tiempo de 12 a 15 minutos según sea el volumen de producción, véase la Figura 17.



Figura 17. Mezcla de maní con panela.
Fuente: (Autor)

Cuarto Paso.

Depositar la mezcla en un molde (mesa con bordes), dejar enfriar aproximadamente durante 15 minutos, luego cortar en cubos, este proceso se denomina rallado.

5.2.4. Proponer el diseño de un mecanismo para la elaboración de bocadillo.

Para seleccionar el tipo de batidora a diseñar, aplicar el método de Scoring o de factores ponderados, a través de este método se puede valorar algunos indicadores que relacionan parámetros de comodidad, ergonomía, seguridad y costo, a continuación, se describen algunas alternativas a elegir, tanto para el tipo de mecanismo como para el tipo de agitador.

5.2.4.1. Análisis de alternativas para la selección del tipo de batidora a diseñar.

Existe gran variedad de mezcladores industriales fabricadas, a partir de estas máquinas elegir un tipo de mecanismo que reúna los requerimientos del diseño a proponer, el mecanismo elegido servirá de referencia, las alternativas se describen enseguida:

Mecanismo A.

En la Figura 18 se ilustra el primer mecanismo, consiste en una carcasa cónica estática de acero inoxidable, con un tornillo sinfín en su interior que transporta las materias primas hacia la parte superior al generarse la rotación del tornillo sinfín las materias primas se mezclan y por acción de la gravedad caen a la parte inferior de la carcasa. una compuerta en la parte inferior para la salida del producto terminado. La máquina se encuentra totalmente sellada por lo que garantiza seguridad para el operario, para el mantenimiento es necesario retirar la tapa superior para limpiar el tornillo sinfín y la puerta inferior para la limpieza del tanque. A nivel de sonido el mezclador ofrece bajos niveles puesto que el conjunto se encuentra sellado. El costo es elevado puesto que el tanque y el tornillo sinfín son de acero inoxidable.



Figura 18. Modelo del mecanismo uno.
Fuente: (Autor)

Mecanismo B.

La Figura 19 muestra el segundo mecanismo, consiste en un mezclador de tipo mural (estructura fija), el sistema de transmisión de potencia para el mezclado consiste en una serie de catarinas que transmitirán la potencia del motorreductor al eje conducido, para la elevación del mecanismo de transmisión de potencia se utilizará un sistema hidráulico. Para el mantenimiento de las catarinas hay que desmontar la parte superior de la máquina para realizar la lubricación de las cadenas y los piñones o transmisión que tenga, su operación se maneja mediante una consola de mandos que activa el sistema de transmisión para garantizar la seguridad del operario, al tener una transmisión de potencia mediante catarinas genera un alto ruido. La estructura es maciza lo que hace que su costo sea elevado.



Figura 19. Modelo del mecanismo dos.
Fuente: (Autor)

Mecanismo C.

La Figura 20 muestra el tercer mecanismo, consiste en un mezclador con estructura móvil para un mejor desplazamiento dentro del área de procesos, el sistema de transmisión de potencia para el mezclado consiste en un moto reductor, para el movimiento vertical del conjunto mezclador se utilizará un motor con un tornillo de potencia, para su mantenimiento y limpieza se realiza el desmonte de las paletas, su generación de ruido es baja ya que el moto reductor no genera ruido, su estructura y conjunto tienen un peso bajo y para garantizar el movimiento por toda la planta de producción tendrá ruedas en la base de su estructura.

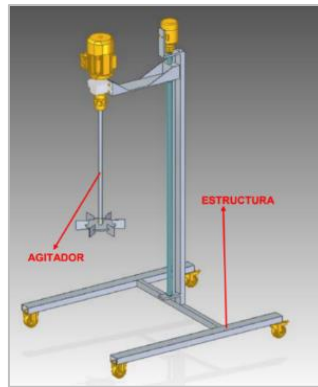


Figura 20. Modelo del mecanismo tres.
Fuente: (Autor)

Mecanismo D.

La Figura 21 muestra el cuarto mecanismo, se describe como mezcladora de turbina, trabaja como una o varias bombas centrífugas dentro de un recipiente casi sin contrapresión, donde “el material ingresa en el impulsor axialmente por su abertura central. Los álabes aceleran el material y lo descargan del impulsor o rodete más o menos tangencialmente a una velocidad bastante elevada. La turbina puede llevar una corona directriz con paletas curvas fijas que desvían esas corrientes tangenciales hasta hacerlas radiales. Todo el cambio de dirección de vertical a horizontal y radial se realiza suavemente con la menor pérdida posible de energía cinética, y, en consecuencia, las corrientes radiales llegan aun a gran velocidad a las partes más alejadas del recipiente” (Villalobos Rojas, 2012).



Figura 21. Modelo del mecanismo cuatro.
Fuente: (Carfel, 2021)

Mecanismo E.

La Figura 22 muestra el quinto mecanismo se denomina de mezcladora de cintas, estas mezcladoras son costosas en comparación a las demás, esto se debe también a su eficiencia en el mezclado, por esto también son muy utilizadas. “Su acción mezcladora se deriva de que sus aletas helicoidales, al girar empujan constantemente hacia delante, lo que para todos los fines puede considerarse un cilindro continuo de material, aunque el deslizamiento produce corrientes que modifican bastante esta forma cilíndrica. Puesto que la hélice hace que un cilindro de material se mueva en línea recta, es evidente que la forma del recipiente decidirá la disposición subsiguiente de esta corriente” (Villalobos Rojas, 2012).

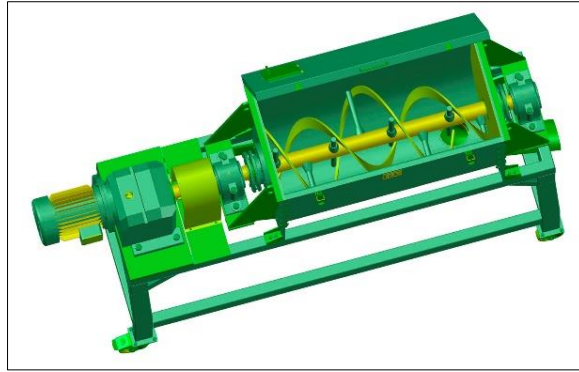


Figura 22. Modelo del mecanismo cinco.
Fuente: (Libroóptica, 2021)

- **Ponderación de criterios para cada una de las alternativas.**

Para la ponderación de créditos asignar un valor de 1 a 5, donde: 1=deficiente, 2=insuficiente, 3=aceptable, 4=sobresaliente, 5=excelente; dependiendo del cumplimiento de los parámetros y la satisfacción de las necesidades a suplir.

- **Raiting de aceptación para cada alternativa.**

Realizar un raiting de aceptación de cada alternativa, emplear una escala de 9 puntos de la siguiente manera: 1=extra bajo, 2=muy bajo, 3=bajo, 4=poco bajo, 5=medio, 6=poco alto, 7=alto, 8=muy alto, 9=extra alto.

- **Seleccionar la alternativa (tipo de mecanismo).**

Relacionar los resultados de la ponderación asignada a cada uno de los criterios, con el raiting de aceptación de cada alternativa y se procede a desarrollar el score, multiplicar la ponderación por el rating de aceptación y sumar los resultados de cada criterio, para encontrar el score más alto.

5.2.4.2. Selección del tipo de pala.

En la industria se encuentran varios tipos de agitadores estos varían dependiendo de su aplicación y según la densidad y viscosidad del producto que mezclen. Es necesario considerar una frecuencia de giro del batidor de tal manera que la velocidad lineal no supere 1m/s, esta velocidad relaciona de forma inversa y proporcional la frecuencia de giro del eje y el tamaño de las palas, proponer una velocidad lineal en función de datos tomados a otras batidoras de productos alimenticios, levantar la información. Las alternativas de agitadores descritos a continuación son agitadores empleados para mezclar alimentos:

Agitador A.

La Figura 23 describe un agitador axial, este agitador opera con velocidad elevada y se emplea para líquidos pocos viscosos. Los agitadores de hélice más pequeños, giran a toda

la velocidad del motor, unas 1150 o 1750 rpm; los mayores giran de 400 a 800 rpm. Las corrientes de flujo, que parten del agitador, se mueven a través del líquido en una dirección determinada hasta que son desviadas por el fondo o las paredes del tanque.

La columna de remolinos de líquido de elevada turbulencia, que parte del agitador, arrastra en su movimiento al líquido estancado, generando un efecto considerablemente mayor que el que se obtendría mediante una columna equivalente creada por una boquilla estacionaria. Las palas de la hélice cortan o friccionan vigorosamente el líquido. Debido a la persistencia de las corrientes de flujo.

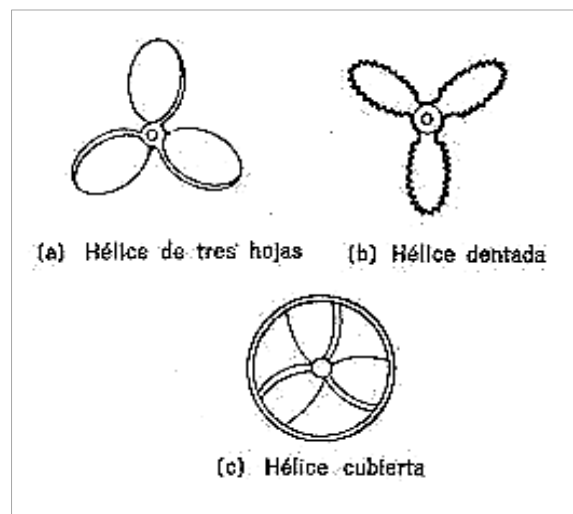


Figura 23. Modelo de paletas para agitador, alternativa uno.
Fuente: (Benavidez Domínguez José Leonardo)

Ventajas.

- Buen flujo en las tres direcciones
- Son eficaces para tanques de gran tamaño.

Desventajas.

- La fabricación de éstas es más costosa que una de paletas.
- No son recomendados para tanques de volúmenes bajos.

Agitador B.

Este agitador posee palas o paletas, es un agitador eficaz está formado por una paleta plana, que gira sobre un eje vertical, tienen dos o tres paletas. Las paletas giran a velocidades bajas en el centro del tanque, impulsando al líquido radial y tangencialmente, sin que exista movimiento vertical respecto del agitador, a menos que las paletas estén inclinadas. Las corrientes de líquido que se originan se dirigen hacia la pared del tanque y después siguen hacia arriba o hacia abajo.

Las paletas también pueden adaptarse a la forma del fondo del tanque, de tal manera que en su movimiento rose la superficie o pasan sobre ella con una holgura muy pequeña. Un agitador de este tipo se conoce como agitador de ancla, véase la Figura 24.

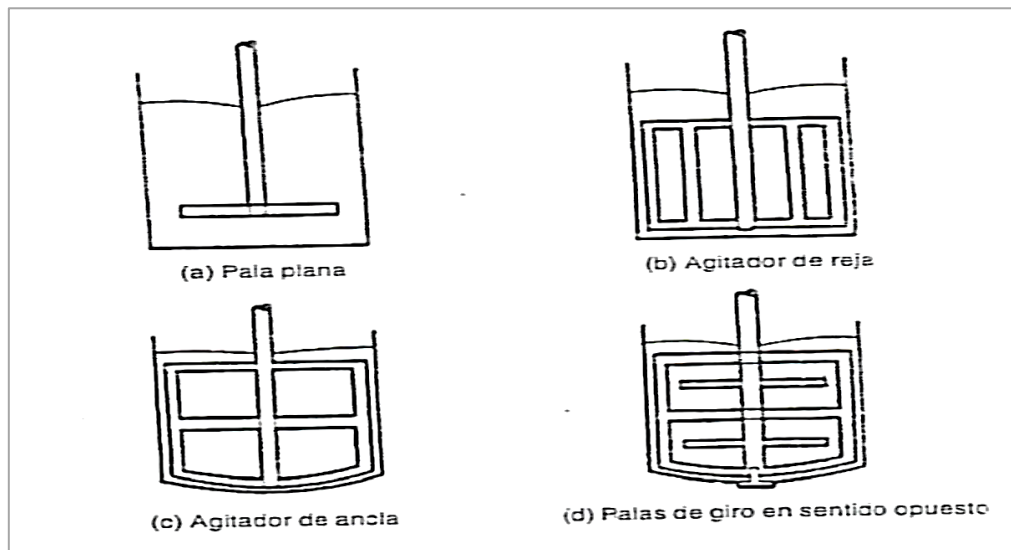


Figura 24. Modelo de paletas para agitador, alternativa dos.

Fuente:(Benavidez Domínguez José Leonardo)

Ventajas.

- Bajo costo de fabricación.
- Buen flujo radial y rotacional.

Desventajas.

- Escaso flujo perpendicular.
- Elevado riesgo para riesgo de formación de vórtices a altas velocidades.

Agitador C.

Los agitadores de turbina son eficaces para un amplio intervalo de viscosidades; en líquidos poco viscosos, producen corrientes intensas, que se extienden por todo el tanque y destruyen las masas de líquido estancado. En las proximidades del rodete existe una zona de corrientes rápidas, de alta turbulencia e intensos esfuerzos cortantes. Las corrientes principales son radiales y tangenciales. Las componentes tangenciales dan lugar a vórtices y torbellinos, que se deben evitar por medio de placas deflectoras o un anillo difusor, con el fin de que el rodete sea más eficaz, Figura 25.

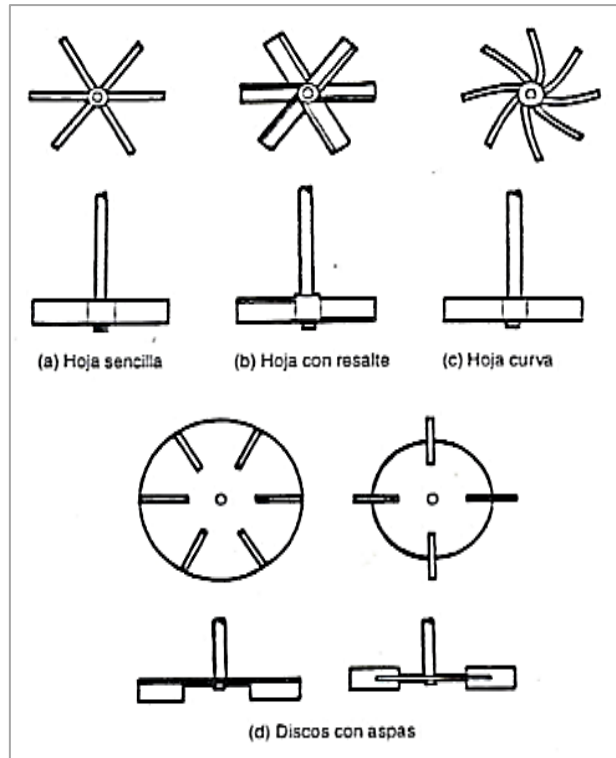


Figura 25. Modelo de paletas para agitador, alternativa tres.
Fuente: (Benavidez Domínguez José Leonardo)

Ventajas.

- Permite obtener una mezcla homogénea.

Desventajas.

- Costo de fabricación elevado.
- Riesgo de atascarse.

Definir alternativa para el agitador.

Seleccionar el tipo de agitador, para ello aplicar el método de Scoring, analizar las alternativas que permitan obtener el mecanismo más adecuado.

Ponderación de criterios.

Asignar un valor de 1 a 5, donde: 1=deficiente, 2=insuficiente, 3=aceptable, 4=sobresaliente, 5=excelente; dependiendo del cumplimiento de los parámetros y la satisfacción de las necesidades.

Raiting de aceptación para cada alternativa.

Realizar un raiting de aceptación para cada alternativa similar al proceso de selección anterior, emplear la misma escala de 9 puntos: 1=extra bajo, 2=muy bajo, 3=bajo, 4=poco bajo, 5=medio, 6=poco alto, 7=alto, 8=muy alto, 9=extra alto.

Seleccionar la alternativa para el diseño del agitador.

Relacionar los resultados de la ponderación con el rating de aceptación y desarrollar el score: multiplicar la ponderación por el rating de aceptación y sumar los resultados de cada criterio para encontrar el score más alto.

5.2.5. Diseñar el recipiente.

Corresponde definir la cantidad de mezcla a preparar en función de la cantidad de bocadillos a producir, con esta información se puede determinar el tamaño del recipiente con ello determinar la capacidad del mezclado, inicialmente determinar el volumen en bruto para la mezcla mediante la siguiente expresión:

$$V_{bruto} = V_{panela} + V_{maní} + V_{agua}$$

Ecuación 19

Donde:

V_{bruto} = Volumen en bruto de los ingredientes.

V_{panela} = Volumen de la panela.

$V_{maní}$ = Volumen del maní molido.

V_{agua} = Volumen de agua.

Determinar el volumen de cada una de las materias primas para obtener el volumen global denominado volumen en bruto, emplear las siguientes densidades:

$$\rho_{panela} = 1480 \frac{Kg}{m^3} \text{ densidad de la panela.}$$

$$\rho_{maní} = 500 \frac{Kg}{m^3} \text{ densidad del maní tostado y molido.}$$

$$\rho_{agua} = 1000 \frac{Kg}{m^3} \text{ densidad del agua.}$$

Calcular el volumen de la panela mediante:

$$V_{panela} = \rho_{panela} * m_{panela}$$

Ecuación 20

Donde:

V_{panela} = Volumen de la panela.

m_{panela} = Masa de la panela.

ρ_{panela} = Densidad de la panela.

Calcular el volumen del maní mediante:

$$V_{maní} = \rho_{maní} * m_{maní}$$

Ecuación 21

Donde:

$V_{maní}$ = Volumen del maní.

$\rho_{maní}$ = Densidad del maní.

$m_{maní}$ = Masa del maní.

Utilizar un litro de agua ($0,001m^3$) para la dosificación recomendada y calcular el volumen total.

Para garantizar que no se salpique la mezcla fuera del recipiente se sugiere agregar un 25% más del volumen en bruto, con ello se determinará un volumen de diseño o volumen del recipiente.

$$V_{diseño} = V_{bruto} + V_{bruto} * 0,25 \quad \text{Ecuación 22}$$

Donde:

$V_{diseño}$ = Volumen de diseño

Con el volumen de diseño proponer un recipiente cilíndrico, considerar la relación diámetro>altura, es necesario tener en cuenta esta relación ya que de esta manera el batido será más uniforme, para determinar las dimensiones de achura y altura es necesario emplear las siguientes expresiones:

$$V_{diseño} = V_{recipiente} \quad \text{Ecuación 23}$$

$$A_{fondorecipiente} = \pi(r)^2 \quad \text{Ecuación 24}$$

$$V_{recipiente} = \pi(r)^2 * h_{recipiente} \quad \text{Ecuación 25}$$

Donde:

$A_{fondorecipiente}$ = Área del fondo del recipiente.

$h_{recipiente}$ = Altura del recipiente.

$V_{recipiente}$ = Volumen del recipiente.

Considerar un contenedor de forma cilíndrica con la relación diámetro > altura.

Calcular el espesor para el recipiente.

Generalmente los recipientes son cilíndricos debido a que en esta forma geométrica se tiene un área transversal más grande para un perímetro dado y por lo tanto mayor resistencia en comparación con otras formas a excepción de la forma esférica. Los principales esfuerzos encontrados son esfuerzos tangenciales.

Determinar la presión hidráulica en el fondo mediante:

$$P_{fondorecipiente} = \rho_{mezcla} * g * h_{recipiente} \quad \text{Ecuación 26}$$

Donde:

$P_{fondorecipiente}$ = Presión en el fondo del recipiente

ρ_{mezcla} = Densidad de la mezcla

g = Gravedad

$h_{recipiente}$ = Profundidad del recipiente

Calcular el esfuerzo tangencial al cual estará sometido el recipiente, considérese como un recipiente de pared delgada (cascarón). Para recipientes sometidos a altas temperaturas y altas presiones, el código ASME (American Society of Mechanical Engineers) proponer usar un factor de seguridad de 3,5. ASME (2020), aplicar la siguiente expresión:

$$\sigma_{Tangencial} = \frac{P_{fondorecipiente} * D_{recipiente}}{2 * e_{pared}} \leq \sigma_{Permisible} \quad \text{Ecuación 27}$$

Donde:

$\sigma_{Tangencial}$ = Esfuerzo tangencial

$D_{recipiente}$ = Diámetro del recipiente.

$e_{material}$ = Espesor de la pared.

$\sigma_{Permisible}$ = Esduerzo permisible del material.

$P_{fondorecipiente}$ = Presión en el fondo del recipiente.

Calcular el esfuerzo permisible para el material a partir del esfuerzo a la fluencia del acero inoxidable SAE 304, tomar de la Tabla 21 y aplicar la siguiente fórmula:

$$\sigma_{Permisible} = \frac{\sigma_{fluencia}}{n_s} \quad \text{Ecuación 28}$$

Donde:

$\sigma_{fluencia}$ = Esfuerzo a la fluencia del acero inoxidable

n_s = Factor de seguridad

Diseñar la canastilla para el recipiente.

El recipiente estará sometido a las altas temperaturas por ende su resistencia disminuye, para evitar deformaciones diseñar una canastilla que cumpla la función de un arrostroamiento para manipularlo y realizar el vaciado de forma segura.

Calcular los ejes para el recipiente.

Calcular el diámetro mínimo de dichos ejes empleando toda la carga (peso de canastilla-peso recipiente-peso mezcla), de los componentes, determinar el momento flector máximo y el torque que se requiere para el vaciado del recipiente.

Calcular el peso de la canastilla, emplear la masa lineal del tubo a emplear, aplicar la siguiente expresión:

$$P_{canastilla} = L_{tubocanastilla} * M_{linealtubo} * g$$

Ecuación 29

Donde:

$P_{canastilla}$ = *Peso de la canastilla*

$L_{tubocanastilla}$ = *Longitud del tubo para la canastilla*

$M_{linealtubo}$ = *Masa lineal del tubo*

g = *Gravedad*

Luego calcular el peso del recipiente vacío, al tratarse de un recipiente de acero inoxidable SAE 304, usar la densidad mostrada en Tabla 37 . Determinar la superficie total de la plancha empleada en el recipiente aplicar la expresión:

$$A_{planchaderecipiente} = A_{pared} + A_{fondo}$$

Ecuación 30

Donde:

$A_{planchaderecipiente}$ = *Área total de la plancha empleada para el recipiente*

A_{pared} = *Área del contorno o pared del recipiente.*

A_{fondo} = *Área del fondo del recipiente.*

Calcular el área de la pared mediante:

$$A_{pared} = 2\pi * r_{recipiente} * h_{recipiente}$$

Ecuación 31

Y determinar el área del fondo con la siguiente expresión:

$$A_{fondo} = \pi * (r_{recipiente})^2$$

Ecuación 32

Sustituir en:

$$A_{planchaderecipiente} = A_{pared} + A_{fondo}$$

Ecuación 33

Se tiene:

$$A_{planchaderecipiente} = 2\pi * r_{recipiente} * h_{recipiente} + \pi * (r_{recipiente})^2$$

Ecuación 34

Calcular el volumen de material que tiene el recipiente:

$$V_{materialrecipiente} = e_{plancha} * A_{planchaderecipiente}$$

Ecuación 35

Donde:

$V_{materialrecipiente} = \text{Volumen del material empleado en el recipiente}$

$e_{plancha} = \text{Espesor de la plancha}$

$A_{planchaderecipiente} = \text{Superficie de la plancha}$

Calcular el peso del recipiente:

$$P_{recipiente} = V_{materialrecipiente} * \rho_{amaterial} * g$$

Ecuación 36

Donde:

$P_{recipiente} = \text{Peso del recipiente vacío}$

$\rho_{amaterial} = \text{Densidad del acero inoxidable SAE 304}$

Calcular el peso de la mezcla:

$$P_{mezcla} = M_{mezcla} * g$$

Ecuación 37

Donde:

$M_{mezcla} = \text{Masa total de los ingredientes.}$

$P_{mezcla} = \text{Peso de los ingredientes.}$

Determinar el peso total del recipiente, canastilla y la mezcla:

$$P_{total} = P_{recipiente} + P_{mezcla} + P_{canastilla}$$

Ecuación 38

Calcular el momento flector máximo al que estará sometido el uno de los ejes, dividir en dos partes iguales la carga total ya que ambos ejes soportarán igual carga aplicar:

$$P_{eje} = \frac{P_{total}}{2}$$

Ecuación 39

Donde:

$P_{eje} = \text{Carga que soporta cada eje.}$

Calcular el momento flector máximo mediante:

$$M_{flector} = P_{eje} * L_{eje}$$

Ecuación 40

Donde:

$M_{flector} = \text{Momento flector en eje.}$

$L_{eje} = \text{Longitud del eje.}$

Determinar el torque producido por el peso total (recipiente-mezcla-canastilla) durante el vaciado, considerar como si el vaciado se lo hace desde un solo lado por lo tanto el torque se define como si toda la carga la recibe uno de los dos ejes, aplicar:

$$\tau_{eje} = P_{total} * x$$

Ecuación 41

Donde:

τ_{eje} = Torque producido por toda la carga sobre un solo eje.

P_{total} = Peso total (mezcla, recipiente y canastilla)

x = Brazo de palanca.

Calcular el diámetro mínimo del eje aplicar la Teoría de Von Mises

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 * n_s}{\pi * \sigma_y} * \sqrt{[(M_{m\acute{a}x})^2 + (T_{m\acute{a}x})^2]}}$$

Ecuación 42

Donde:

d_{eje} = Diámetro mínimo del eje.

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector máximo

$T_{m\acute{a}x}$ = Torque máximo

σ_y = Esfuerzo a la fluencia del material

n_s = Factor de seguridad.

5.2.6. Calcular los ejes de sujeción de la canastilla.

Corresponde determinar el diámetro de los ejes que articularán la canastilla a la estructura del mecanismo, el procedimiento requiere determinar el peso de la canastilla, el recipiente y la mezcla, aplicar las siguientes ecuaciones:

$$P_{canastilla} = L_{tubocanastilla} * M_{linealtubo} * g$$

Ecuación 43

$$P_{recipiente} = V_{materialrecipiente} * \rho_{amaterial} * g$$

Ecuación 44

$$P_{mezcla} = M_{mezcla} * g$$

Ecuación 45

Donde:

$L_{tubocanastilla}$ = Longitud del tubo empleado para la canastilla.

$M_{linealtubo}$ = Masa lineal del tubo empleado en la canastilla.

$V_{materialrecipiente}$ = Volumen de material empleado en el recipiente.

$\rho_{amaterial}$ = Densidad acero inoxidable SAE 304

M_{mezcla} = Masa de la mezcla de bocadillo.

Luego es necesario determinar la carga que soportará cada eje, aplicar las siguientes expresiones:

$$P_{total} = P_{canastilla} + P_{recipiente} + P_{mezcla} \quad \text{Ecuación 46}$$

$$P_{eje} = \frac{P_{total}}{2} \quad \text{Ecuación 47}$$

Donde:

$$P_{total} = \text{carga total}$$

A continuación, determinar el momento flector

$$M_{flectorejerecipiente} = P_{eje} * L_{eje} \quad \text{Ecuación 48}$$

Donde:

$$L_{eje} = \text{Longitud del eje}$$

Así mismo, se requiere calcular el torque de requerido para el vaciado, este torque es el que soportará cada uno de los ejes, usar la siguiente ecuación:

$$\tau_{ejecanastilla} = P_{total} * x \quad \text{Ecuación 49}$$

Donde:

$x = \text{Distancia desde el eje hasta el punto de acción del peso total cuando el recipiente se encuentra a } 90^\circ \text{ de giro durante el vaciado de la mezcla.}$

Aplicar la Teoría de Von Mises determinar el diámetro mínimo para el eje:

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 * n_s}{\pi * \sigma_y} * \sqrt{[(M_{m\acute{a}x})^2 + (T_{m\acute{a}x})^2]}} \quad \text{Ecuación 50}$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x} = \text{Momento flector máximo.}$

$T_{m\acute{a}x} = \text{Torque máximo eje.}$

$n_s = \text{Factor de seguridad.}$

5.2.7. Calcular la palanca de vaciado.

Calcular la fuerza necesaria que debe aplicar el operador de la máquina para realizar el vaciado, usar el torque empleado en el cálculo del eje, aplicar:

$$\tau_{eje} = F_{operador} * L_{palanca}$$

Ecuación 51

Donde:

$F_{operador}$ = Fuerza a aplicarse por el operador

$L_{palanca}$ = Longitud de la palanca

Despejando se tiene:

$$F_{operador} = \frac{\tau_{eje}}{L_{palanca}}$$

Ecuación 52

Calcular el espesor de pared para el tubo que se empleará como palanca, es necesario considerar un diámetro ergonómico para que pueda ser maniobrado cómodamente por el operador.

$$S_{tubohueco} = \frac{\pi * (R^4 - r^4)}{4R}$$

Ecuación 53

Luego calcular el esfuerzo máximo que soportará la palanca y verificar que este sea menor al esfuerzo admisible

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M}{S_{tubohueco}}$$

Ecuación 54

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{admisible}$$

Ecuación 55

5.2.8. Seleccionar rodamientos para ejes del recipiente.

Seleccionar rodamientos de bolas ya que solo existe carga radial, emplear el diámetro mínimo calculado para el eje, aplicar el método propuesto por Rodamientos FAG (2000), aplicar el siguiente procedimiento:

Determinar la carga equivalente P:

$$P = (X \times F_r) + (Y \times F_a) [N]$$

Ecuación 56

Si el rodamiento solo recibe carga radial F_r , la carga axial $F_a=0$.

$$P = (X \times F_r)$$

Ecuación 57

Rodamientos FAG (2000), a partir de las páginas 152-177, seleccionar un rodamiento que posea un diámetro interno igual al diámetro calculado para el eje, identificar su denominación, su carga estática C_0 y su carga dinámica C . Con la denominación obtenida encontrar el valor del factor f_0

Aplicar la relación de los factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bola para obtener un valor para (e) y (x)

$$\frac{f_o * F_a}{C_o}$$

Ecuación 58

Donde:

$C =$ carga dinámica

$f_a =$ fuerza axial

$C_o =$ carga estática

Rodamientos FAG (2000), con la relación obtenida anteriormente y a partir de la página 148 del catálogo mencionado seleccionar un valor para e y x , luego aplicar la siguiente expresión:

$$P = x * F_r$$

Ecuación 59

$P =$ Carga que soporta el rodamiento

$F_r =$ Fuerza radial

$x =$ factor catálogo

Luego calcular la vida nominal del rodamiento en revoluciones, aplicar la siguiente expresión:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p [10^6 \text{ revoluciones}]$$

Ecuación 60

Donde:

$L =$ vida nominal en revoluciones

$p =$ exponente de vida para rodamientos de bola = 3

Determinar la vida nominal en horas, para ello usar la siguiente ecuación:

$$L_h = \frac{L}{n * 60}$$

Ecuación 61

Donde:

$L_h =$ Vida nominal en horas

$n =$ Frecuencia de giro del eje = velocidad (revoluciones por minuto)[min-1]

Calcular el factor de velocidad mediante:

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33\frac{1}{3}}{n}}$$

Ecuación 62

Donde:

$f_n =$ factor de velocidad

Considerar p como el exponente de vida = 3

A partir de la tabla expuesta en el catálogo páginas 36, 37, 38 y 39, seleccionar un factor de esfuerzo dinámico recomendado según el tipo de mecanismo a diseñar.

Factor de esfuerzo dinámico ($f_{l\text{ RECOMENDADO}}$)

De la misma manera es necesario calcular un factor de esfuerzo dinámico mediante:

$$f_{l\text{ calculado}} = \frac{C}{P} * f_n$$

Ecuación 63

Finalmente comprobar que se cumpla la siguiente relación:

$$f_{l\text{ calculado}} = \frac{C}{P} * f_n \geq f_{l\text{ RECOMENDADO}}$$

Ecuación 64

En caso de no cumplirse la presente relación será necesario elegir la denominación de un rodamiento más robusto y con ello replicar el procedimiento anterior.

5.2.9. Geometría de la paleta.

Diseñar un agitador con paletas rectangulares distribuidas a lo largo de un eje. La paleta a diseñar es una placa rectangular, para disminuir la tensión provocada por la mezcla durante el batido es necesario hacer, la longitud de la paleta definir en función del radio del recipiente de tal manera que durante su rotación esta no friccioné con la pared del recipiente.

Diseñar el agitador con tres paletas dispuestas una sobre otra con un ángulo de desfase de 120 grados, la altura de cada paleta se define con la altura dada hasta el borde de la mezcla, aplicar la siguiente expresión:

$$h_{\text{recipientemezcla}} = \frac{V_{\text{sinaumentar}}}{\pi(r_{\text{recipiente}})^2}$$

Ecuación 65

Donde:

$h_{\text{recipientemezcla}} =$ Altura del recipiente sin aumentar el volumen

$V_{\text{sinaumentar}} =$ Volumen real de los ingredientes

$r_{\text{recipiente}} =$ Radio del recipiente

Calcular la altura de cada paleta mediante:

$$h_{paleta} = \frac{h_{recipiente \text{ sin aumentar}}}{\#paletas} \quad \text{Ecuación 66}$$

Donde:

$$h_{paleta} = \text{ancho de la paleta}$$

5.2.10. Calcular la potencia requerida para seleccionar el motorreductor.

Es necesario considerar la velocidad lineal referente de otras máquinas mezcladoras para productos alimenticios, previo a seleccionar el motorreductor se debe calcular los siguientes parámetros:

Calcular el área de cada paleta, aplicar:

$$A_{paleta} = b_{paleta} * h_{paleta} \quad \text{Ecuación 67}$$

Donde:

$$A_{paleta} = \text{Área de paleta.}$$

$$b_{paleta} = \text{Base de paleta(longitud).}$$

$$h_{paleta} = \text{ancho de la paleta.}$$

Realizar 3 orificios distribuidos uniformemente en toda el área de la paleta, el radio propuesto para el orificio es de 0,04 m.

$$A_{orificios} = \pi * (r_{orificiopaleta})^2 * 3 \quad \text{Ecuación 68}$$

Donde:

$$r_{orificiopaleta} = \text{Radio de orificios de la paleta}$$

Calcular el área de barrido de la paleta mediante:

$$A_{barridopaleta} = A_{paleta} - A_{orificios} \quad \text{Ecuación 69}$$

Donde:

$$A_{barridopaleta} = \text{Área de barrido de la paleta}$$

$$A_{orificios} = \text{Área total de orificios.}$$

Calcular la fuerza de fricción que se generará entre la mezcla y la paleta durante el proceso de batido, esta fuerza se denomina fuerza de arrastre en la paleta.

$$F_{arrastre} = \frac{1}{2} * C_D * A_{barridopaleta} * \rho_{mezcla} * (v_{lineal})^2 \quad \text{Ecuación 70}$$

Donde:

$F_{arrastre}$ = Fuerza de arrastre

C_D = Coeficiente de arrastre

Seleccionar el coeficiente de arrastre se determina mediante el cálculo del factor

Alpha:

$$\alpha = \frac{a}{b}$$

Ecuación 71

Donde:

α = Factor alpha

b = Ancho de paleta

a = Longitud de la paleta

Determinar la relación $\alpha = \frac{a}{b}$ y seleccionar un valor para C_D

Determinar la velocidad angular del agitador, emplear la longitud de la paleta y la velocidad lineal referencial de otras batidoras de productos alimenticios.

$$w_{agitador} = \frac{v_{lineal}}{b_{paleta}}$$

Ecuación 72

Donde:

$w_{agitador}$ = Velocidad angular del agitador

v_{lineal} = velocidad lineal en la punta de la paleta

b_{paleta} = radio de giro del agitador

Determinar la presión generada por la mezcla sobre la paleta durante el batido, considerar en función de la densidad de la mezcla y de la velocidad de giro de la paleta, aplicar:

$$P_{dinámica} = \frac{\rho_{mezcla} * (v_{lineal})^2}{2}$$

Ecuación 73

Donde:

$P_{dinámica}$ = Presión dinámica en la paleta

Emplear la presión dinámica para calcular la fuerza que la paleta ejerce sobre la mezcla durante el batido, aplicar la siguiente expresión:

$$F_{dinámica} = P_{dinámica} * A_{barridopaleta}$$

Ecuación 74

Donde:

$$F_{dinámica} = \text{Fuerza dinámica.}$$

Luego determinar la fuerza que se requiere suministrar a la paleta para que esta pueda desplazar la mezcla durante el batido, aplicar la siguiente expresión:

$$F_{empuje} = F_{arrastre} + F_{dinámica}$$

Ecuación 75

Donde:

$$F_{empuje} = \text{fuerza de empuje para la paleta.}$$

Determinar la fuerza de empuje total con la siguiente expresión

$$F_{total} = F_{empuje} * 3 \text{ paletas}$$

Ecuación 76

Durante el batido de la mezcla se generan pérdidas por fricción entre la punta de la paleta y la pared del recipiente, es necesario calcular el área de dichas perdidas con la siguiente ecuación:

$$A_{pérdidas} = h_{paleta} * s$$

Ecuación 77

Donde:

$$A_{pérdidas} = \text{Área de pérdidas}$$

$$s = \text{Distancia entre la punta de la paleta y la pared de recipiente}$$

Calcular el caudal de mezcla que pasa por el área de pérdidas mediante:

$$Q_{pérdidas} = A_{pérdidas} * v_{lineal}$$

Ecuación 78

Donde:

$$Q_{pérdidas} = \text{Caudal de pérdidas}$$

Determinar las pérdidas por fricción a través de:

$$h_L = k \left(\frac{v_{lineal}^2}{2g} \right)$$

Ecuación 79

Donde:

$$h_L = \text{pérdidas por velocidad o por fricción}$$

$$k = \text{factor } k = 1 \text{ como expansión súbita tomado de (Mott, 2009)}$$

Luego calcular la presión con dichas pérdidas, considerar la mezcla como un fluido.

$$Pr = \rho_{mezcla} * g * h_L \quad \text{Ecuación 80}$$

Donde:

$Pr =$ Presión necesaria para compensar dichas pérdidas.

Con la presión y el caudal calcular las pérdidas de potencia generadas por la fricción de la mezcla con la punta de las 3 paletas, aplicar la siguiente expresión:

$$Pot_{pérdidas} = Pr * Q_{pérdidas} * \#paletas \quad \text{Ecuación 81}$$

Donde:

$Pot_{pérdidas} =$ Pérdidas de potencia

Calcular la potencia que el eje del agitador necesita suministrar a las paletas:

$$Pot_{eje} = F_{empuje} * v_{lineal} \quad \text{Ecuación 82}$$

Con la potencia en el eje, determinar la potencia total, usar la siguiente expresión:

$$Pot_{total} = Pot_{eje} + Pot_{pérdidas} \quad \text{Ecuación 83}$$

Determinar la potencia de diseño usar un factor de servicio en función del tipo de mecanismo y tiempo de trabajo:

$$Pot_{motor} = Pot_{total} * fs \quad \text{Ecuación 84}$$

Donde:

$Pot_{motor} =$ Potencia de diseño

5.2.11. Seleccionar el motorreductor.

Para seleccionar el motorreductor emplear la potencia de diseño y el catálogo (Rossi.S.p.A, 2018)

5.2.12. Diseñar el eje para agitador.

Determinar el torque requerido por cada paleta del agitador para que este pueda vencer la fuerza que se opone al giro por causa del contacto con la mezcla, emplear el punto medio a lo largo de la paleta L/2. Aplicar la siguiente ecuación:

$$\tau_{paletas} = F_{empuje} * \frac{L_{paleta}}{2} * \#paletas$$

Ecuación 85

Donde:

$\tau_{paletas}$ = Torque requerido por las paletas.

F_{empuje} = Fuerza de empuje de una paleta.

L_{paleta} = Longitud de la paleta.

$\#paletas$ = Número de paletas.

Luego calcular el torque que proporciona el motorreductor y comparar con el torque requerido por las paletas, necesariamente debe ser mayor para que se pueda realizar el batido, aplicar mediante:

$$\tau_{motorreductor} = \frac{Pot_{motorreductor}}{W_{ejemotorreductor}}$$

Ecuación 86

Donde:

$\tau_{motorreductor}$ = Torque que proporciona el motorreductor

$Pot_{motorreductor}$ = Potencia del motorreductor

$W_{ejemotorreductor}$ = Velocidad angular en el eje del motorreductor.

Calcular el esfuerzo permisible a la torsión mediante:

$$\sigma_{permisiblealatorsi3n} = \frac{\sigma_{alatorsi3n}}{n_s}$$

Ecuación 87

Donde:

$\sigma_{permisiblealatorsi3n}$ = Esfuerzo permisible para dise1o

$\sigma_{alatorsi3n}$ = Esfuerzo a la torsión para un material

n_s = Factor de seguridad

Determinar el esfuerzo a la torsión con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{alatorsi3n} = 0,57\sigma_{permisible}$$

Ecuación 88

Calcular el esfuerzo permisible a la torsión, con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{permisiblealatorsi3n} = \frac{\sigma_{alatorsi3n}}{n_s}$$

Ecuación 89

A partir de la fórmula para cálculo de ejes por torsión:

$$\sigma_{permisiblealatorsi3n} = \frac{T_{máxeje} * r_{eje}}{J}$$

Ecuación 90

Donde:

$T_{máxeje}$ = Torque máximo que va a soportar el eje.

r_{eje} = radio del eje.

J = Momento polar de inercia.

Con ello se puede calcular el diámetro del eje para el agitador, aplicar la siguiente ecuación:

$$r_{eje} = \sqrt[3]{\frac{T_{máxeje}}{\frac{\pi}{4} \sigma_{permisiblealatorsión}}} \quad \text{Ecuación 91}$$

Finalmente determinar su diámetro, mediante la ecuación:

$$D_{eje} = r_{eje} * 2 \quad \text{Ecuación 92}$$

5.2.13. Determinar el espesor de paletas.

Calcular el espesor de las paletas, se debe emplear el torque que proporcionará el motorreductor seleccionado, a continuación, se describe el procedimiento a seguir:

Determinar el esfuerzo permisible del material mediante:

$$\sigma_{permisible} = \frac{\sigma_{fluencia}}{n_s} \quad \text{Ecuación 93}$$

Donde:

n_s = factor de seguridad tabla elementos para agitadores.

$\sigma_{fluencia}$ = Esfuerzo de fluencia del material

E = Módulo de rigidez del material

Luego calcular la sección requerida para la paleta, realizar el cálculo para cada una de las zonas angostas, se debe calcular por dos métodos dos: resistencia y rigidez:

Procedimiento de cálculo por resistencia:

Para calcular la fuerza en cada tramo aplicar la siguiente ecuación:

$$F_{tramo} = \frac{\tau_{motor}}{L_{sección}} \quad \text{Ecuación 94}$$

Donde:

τ_{motor} = Torque del motorreductor

$L_{sección}$ = Distancia entre en centro geométrico de cada sección y el eje.

F_{tramo} = Fuerza aplicada a cada tramo

También es necesario determinar el momento flector máximo de cada tramo, aplicar la siguiente ecuación:

$$M_{\text{máxtramo}} = F_{\text{tramo}} * \frac{L_{\text{tramo}}}{2} \quad \text{Ecuación 95}$$

Donde:

$L_{\text{tramo}} = \text{Longitud del tramo}$

Para determinar el espesor para dicho tramo usar la siguiente expresión:

$$e_{\text{paletatramo}} = \sqrt{\frac{6 * \frac{M_{\text{máxtramo}}}{\sigma_{\text{permisible}}}}{h_{\text{sección}}}} \quad \text{Ecuación 96}$$

Donde:

$M_{\text{máxtramo}} = \text{Momento máximo de cada tramo}$

$h_{\text{sección}} = \text{Ancho de la sección de paleta}$

Procedimiento de cálculo por rigidez:

Este cálculo permite determinar el espesor mínimo de la paleta a partir de la flecha máxima propuesta para cada tramo, la expresión a emplear es la siguiente:

$$y_{\text{máx}} = \frac{F_{\text{tramo}} * \left(\frac{L_{\text{tramo}}}{2}\right)^4}{8 * E * I} \quad \text{Ecuación 97}$$

Donde:

$I = \text{Módulo rectangular de inercia.}$

$E = \text{Modulo de rigidez del material.}$

$l_{\text{tramo}} = \text{Longitud del tramo}$

Despejando se tiene:

$$e_{\text{paleta}} = \sqrt[3]{\frac{12 * F_{\text{tramo}} * l_{\text{tramo}}^4}{8 * E * h_{\text{sección}} * y_{\text{máx}}}} \quad \text{Ecuación 98}$$

Donde:

$y_{\text{máx}} = \text{Flecha máxima propuesta en función de } l_{\text{tramo}}$

5.2.14. Selección de pernos para la sujeción de paletas al eje.

Para determinar el número de pernos que se requieren para la sujeción de las paletas aplicar el método recomendado por (Budynas & Nisbett, 2008).

Proponer un diámetro para el perno, aplicar la siguiente relación:

$$e_{plancha} = 0,8D_{perno}$$

Ecuación 99

Luego determinar la longitud de agarre, la cual corresponde a los espesores de las placas a juntar. Determinar el espesor de la tuerca en función de diámetro recomendado para el perno, aplicar y calcular la longitud del perno obteniendo aplicando la siguiente ecuación:

$$L_{perno} = l + e_{tuerca} + \frac{2}{\text{roscas por pulgada}}$$

Ecuación 100

De la Tabla 31 obtener el tamaño de perno fraccionario es L , para calcular la longitud de la rosca aplicar:

$$L_T = 2 * D_{perno} + \frac{1}{4} \text{ pulg } \text{ cuando } \leq 6 \text{ Pulg}$$

Ecuación 101

Después calcular la porción no roscada en el agarre aplicar la siguiente ecuación:

$$l_d = L - L_T = 0,25 \text{ pulg}$$

Ecuación 102

Luego calcular la longitud roscada en el agarre:

$$l_t = l - l_d$$

Ecuación 103

Calcular el área del diámetro mayor mediante:

$$A_d = \frac{\pi(\text{Diámetro mayor nominal})^2}{4}$$

Ecuación 104

La rigidez del perno se puede calcular aplicando:

$$k_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d}$$

Ecuación 105

De la Tabla 31, para el acero inoxidable usar E , con ello se puede determinar la rigidez de los elementos con la siguiente ecuación:

$$k_m = \frac{0,5774 * \pi * E * D_{perno}}{2 * \ln \left(5 * \frac{0,5774 * l + 0,5 * D_{perno}}{0,5774 * l + 2,5 * D_{perno}} \right)}$$

Ecuación 106

Luego determinar la constante de rigidez:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

Ecuación 107

De la Tabla 35 determinar S_p y emplear las ecuaciones para encontrar la precarga recomendada:

$$F_i = 0,75 * A_t * S_p \quad \text{Ecuación 108}$$

Finalmente calcular el número de pernos, emplear un factor de carga igual a 2 para poder reutilizar los pernos:

$$N = \frac{C * n * P}{s_p * A_t - F_i} \quad \text{Ecuación 109}$$

5.2.15. Diseño de la estructura para el mecanismo.

La estructura se compone de columnas y vigas de hierro unidas por soldadura de arco eléctrico, los pasos para calcular las partes de la estructura son:

5.2.15.1. Calcular del brazo que sujeta el motorreductor y agitador.

Emplear tubo de hierro cuadrado de la norma ASTM, con ello determinar el peso de los componentes sostenidos por el brazo (motorreductor-agitador), para poder determinar el momento flector máximo. Emplear la carga total determinada anteriormente en el cálculo de pernos:

También es necesario calcular el momento rectangular de inercia del tubo a usar.

$$I = \frac{bh^3}{12} - \frac{b_i h_i}{12} \quad \text{Ecuación 110}$$

Donde:

$I =$ Momento rectangular de inercia de un tubo cuadrado hueco $=$ base

$h =$ altura

$b_i =$ base interna

$h_i =$ altura interna

Determinar el esfuerzo admisible del material, de catálogo se toma el módulo de elasticidad y esfuerzo de fluencia, aplicar:

$$\sigma_{admisible} = \frac{\sigma_y}{n_s} \quad \text{Ecuación 111}$$

Donde:

$\sigma_y =$ Esfuerzo a la fluencia (Colmena., 2014)

$n_s =$ Factor de seguridad 2,25 (Mott, 2009)

Luego calcular el esfuerzo máximo a la tensión ($\sigma_{máxtensión}$) aplicar la siguiente expresión:

$$\sigma_{máxtensión} = \frac{M_{máx} * C}{I} \quad \text{Ecuación 112}$$

Donde:

$M_{máx}$ = Momento máximo del brazo.

C = centroide o línea neutra del tubo.

I = Momento rectangular de inercia de un tubo cuadrado hueco.

Comprobar que el esfuerzo admisible sea mayor o igual al esfuerzo máximo de tensión que soportará el tubo:

$$\sigma_{admisible} \geq \sigma_{máxtensión} \quad \text{Ecuación 113}$$

Adicionalmente es necesario realizar el cálculo de la deflexión del brazo para verificar el desplazamiento vertical que experimentará el motorreductor y agitador, aplicar la siguiente expresión:

$$\Delta y_{brazo} = \frac{F_{conjunto} * (L_{brazo})^3}{48 * E * I} \quad \text{Ecuación 114}$$

Donde:

Δy_{brazo} = Deflexión de la punta del brazo.

L_{brazo} = Longitud de brazo

$F_{conjunto}$ = Peso del conjunto (motorreductor – agitador)

E = Módulo de elasticidad del material (Colmena., 2014).

5.2.15.2. Calcular el tornillo de potencia.

Al momento de realizar el batido se requiere un tornillo que permita bajar y elevar de forma ágil y segura el conjunto (motorreductor-agitador), este tornillo se encuentra articulado con una manivela para que pueda ser operado el mecanismo.

El cálculo requiere considerar el peso total de los elementos: motorreductor, agitador, brazo, marco de sujeción, aplicar:

$$F_{tornillo} = m_{conjunto-brazo-marco} * g \quad \text{Ecuación 115}$$

Donde:

$F_{tornillo}$ = Carga sobre el tornillo.

$m_{conjunto-brazo-marco}$ = Masa del conjunto (motorreductor, agitador, brazo, marco)

$g = \text{Gravedad}$

Elegir un tornillo a partir de las tablas de tornillos expuestos en (Mott, 2009), determinar el ángulo de avance del tornillo mediante:

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{lp}{\pi * Dp} \quad \text{Ecuación 116}$$

Donde:

$\varphi = \text{Ángulo de avance del tornillo.}$

$lp = \text{Paso.}$

$Dp = \text{Diámetro de paso.}$

Calcular el torque necesario para elevar el conjunto (motorreductor, gitador, brazo, marco de sujeción), aplicar la siguiente expresión:

$$T_e = \frac{F_{\text{tornillo}} * Dp}{2} \left[\frac{\cos\theta * \tan\varphi + f}{\cos\theta - f * \tan\varphi} \right] \quad \text{Ecuación 117}$$

Donde:

$T_e = \text{Torque para elevar el conjunto (motorreductor, agitador, brazo, marco de sujeción).}$

$F_{\text{tornillo}} = \text{Carga sobre el tornillo.}$

$\theta = \text{Ángulo de presión de tabla.}$

Con el torque de elevación calcular la fuerza necesaria a aplicarse por el operador mediante una manivela, usar la siguiente expresión:

$$T_e = F_{\text{operdor}} * L_{\text{manivela}} \quad \text{Ecuación 118}$$

Donde:

$F_{\text{operdor}} = \text{Fuerza aplicada por el operador.}$

$L_{\text{manivela}} = \text{longitud del brazo de la manivela.}$

$T_e = \text{Torque para elevar el conjunto (motorreductor, agitador, brazo, marco de sujeción)}$

Despejar la fuerza a aplicarse por el operador, considerar una longitud del brazo para la manivela igual al de un molino doméstico equivalente a 0,30 m.

$$F_{\text{operdor}} = \frac{T_e}{L_{\text{manivela}}} \quad \text{Ecuación 119}$$

Luego calcular el torque necesario para bajar el conjunto, aplicar la ecuación:

$$T_b = \frac{F_{\text{tornillo}} * D_p}{2} \left[\frac{f - \cos\theta * \tan\varphi}{\cos\theta + f * \tan\varphi} \right] \quad \text{Ecuación 120}$$

Calcular el rendimiento del tornillo mediante:

$$n_{\text{tornillo}} = \frac{F_{\text{tornillo}} * l_p}{2\pi * T_e} * 100\% \quad \text{Ecuación 121}$$

Donde:

n_{tornillo} = Rendimiento del tornillo.

F_{tornillo} = Carga sobre el tornillo.

l_p = Paso

T_e = Torque para elevar el conjunto (motorreductor, agitador, brazo, marco de sujeción).

5.2.15.3. Calcular las columnas de la estructura.

Emplear la misma carga empleada en el cálculo del tornillo de potencia, usar la distancia desde el eje neutro del plano transversal de la columna hasta la línea de acción de la carga, así mismo, utilizar el factor de seguridad de 2 a 2,5 recomendado por (Mott, 2009) para el diseño de elementos de cargas dinámicas con una confianza promedio, al tener dos columnas corresponde calcular la carga que soportará cada una, aplicar la siguiente ecuación:

$$C_{\text{columna}} = \frac{C_{\text{total}}}{2} \quad \text{Ecuación 122}$$

Donde:

C_{total} = F_{tornillo} = Carga sobre el tornillo.

C_{columna} = Carga soportada por cada columna.

Determinar el momento máximo se genera en el centro de la columna, usar la fórmula de la secante para momento y considerar la distancia del centro de la columna hasta la línea de acción de la carga:

$$M_{\text{columna}} = F_{\text{columna}} * e_{\text{carga}} * \sec \left[\sqrt{\frac{F_{\text{columna}}}{E * I}} * \frac{L_{\text{columna}}}{2} \right] \quad \text{Ecuación 123}$$

Donde:

M_{columna} = Momento máximo en el centro de la columna.

F_{columna} = Fuerza aplicada sobre cada columna.

e_{carga} = Excentricidad de la carga 0,65m.

E = Módulo de elasticidad del material.

$I =$ Momento rectangular de inercia.

$L_{columna} =$ Longitud de la columna.

Calcular el esfuerzo máximo que se encuentra en la mitad de la columna aplicar la fórmula de la secante para esfuerzo:

$$\sigma_{máxcolumna} = \frac{F_{columna}}{A_{transversal}} * \left[1 + \frac{e_{carga} * c}{(r_{giro})^2} * sec \left(\frac{L_{columna}}{2 * r_{giro}} * \sqrt{\frac{F_{columna}}{E * A_{transversal}}} \right) \right] \quad \text{Ecuación 124}$$

Donde:

$\sigma_{máxcolumna} =$ Esfuerzo máximo

$F_{columna} =$ Fuerza aplicada sobre cada columna.

$A_{transversal} =$ Área sección transversal.

$\frac{e * c}{(r_{giro})^2} =$ Relación de excentricidad del material.

$L_{columna} =$ Longitud de la columna

$(r_{giro})^2 =$ Radio de giro.

$E =$ Módulo de elasticidad del material

Calcular el esfuerzo admisible y comprobar que se sea mayor al esfuerzo máximo calculado, aplicar la siguiente ecuación:

$$\sigma_{admisible} = \frac{\sigma_y}{n_s} \quad \text{Ecuación 125}$$

Donde:

$n_s =$ Factor de seguridad 2,5 (Mott, 2009).

$\sigma_y =$ Esfuerzo de fluencia de (Colmena., 2014).

$\sigma_{admisible} =$ Esfuerzo admisible del material.

Calcular la esbeltez empleando la siguiente ecuación:

$$\text{Esbeltez} = \frac{K * L_{columna}}{r_{giro}} \quad \text{Ecuación 126}$$

Donde:

$K =$ Constante columnas.

$L_{columna} =$ Longitud de la columna

$r_{giro} =$ Radio de giro.

Luego determinar la carga crítica de pandeo mediante la ecuación para columnas largas propuesta por Euler:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{(K * L_{columna})^2} \quad \text{Ecuación 127}$$

Donde:

F_{cr} = Carga crítica de pandeo.

E = Módulo de elasticidad del material.

K = Factor de columnas.

$L_{columna}$ = Longitud de la columna.

r_{giro} = Radio de giro.

5.2.15.4. Calcular la viga principal.

Determinar la masa total de los elementos que descansan sobre la viga de estudio: motorreductor, agitador, brazo, tornillo de potencia y tubos de columnas, aplicar la siguiente ecuación:

$$M_{total} = M_{conjunto} + M_{tubo} \quad \text{Ecuación 128}$$

Con ello calcular el peso total sobre la viga principal, aplicar la siguiente ecuación:

$$F_{vigaprincipal} = M_{total} * g \quad \text{Ecuación 129}$$

Donde:

$F_{vigaprincipal}$ = Carga sobre la viga principal.

M_{total} = Masa total del carga sobre la viga principal.

g = Gravedad.

Calcular el momento flector máximo en la viga y elaborar el diagrama de esfuerzo cortante y el diagrama de esfuerzo flector de la viga principal, luego calcular el momento rectangular de inercia del tubo a emplearse en la viga aplicar la siguiente ecuación:

$$I = \frac{bh^3}{12} - \frac{b_i h_i^3}{12} \quad \text{Ecuación 130}$$

Donde:

I = Momento rectangular de inercia de una sección hueca.

b = base

h = altura

$b_i = \text{base interna}$

$h_i = \text{altura interna}$

Finalmente calcular el esfuerzo máximo a la tensión y verificar que sea menor al esfuerzo permisible, emplear el mismo valor de esfuerzo permisible usado en el cálculo de las columnas ya que se trata del mismo material, aplicar la expresión dada:

$$\sigma_{\text{máxtensión}} = \frac{M_{\text{flectorviga}} * c}{I} \leq \sigma_{\text{admisible}} \quad \text{Ecuación 131}$$

Donde:

$\sigma_{\text{maxtensión}} = \text{Momento máximo.}$

$M_{\text{flectorviga}} = \text{Momento flector máximo.}$

$C = \text{centroide o línea neutra del tubo.}$

$\sigma_{\text{admisible}} = \text{Esfuerzo admisible}$

5.2.15.5. Calcular las vigas laterales.

La estructura dispone de dos vigas laterales sobre las cuales descansan los ejes que sujetan el recipiente, por ello es necesario calcular el momento flector máximo y el momento cortante máximo con sus respectivos

Comprobar el esfuerzo máximo generado en la viga se menor al esfuerzo permisible. mediante la expresión dada:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{máx}} * C}{I} \leq \sigma_{\text{permisible}} \quad \text{Ecuación 132}$$

$$\sigma_{\text{permisible}} = \frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{n_s} \quad \text{Ecuación 133}$$

5.2.16. Seleccionar el quemador.

Calcular la cantidad de energía necesaria para elevar los ingredientes a la temperatura la cocción, para los cálculos determinar un calor específico promedio obtenido a partir de los calores específicos de cada ingrediente, aplicar la siguiente expresión:

$$Q = m_{\text{ingredientes}} * C_{p\text{-medio}} * (t_2 - t_1) \quad \text{Ecuación 134}$$

Donde:

$Q = \text{Energía necesaria para elevar los ingredientes a la temperatura de cocción.}$

$m_{ingredientes}$ = Masa de los ingredientes

C_p = Calor específico del agua $4180 \frac{J}{Kg * C}$ (Cengel, 2009)

C_p = Calor específico de la panela $1460 \frac{J}{Kg * C}$ (Zegarra, 2014)

C_p = Calor específico del maní molido $1850 \frac{J}{Kg * C}$ (Zegarra, 2014)

$C_{promedio}$ = Calor específico promedio $3956 \frac{J}{Kg * C}$

t_2 = Temperatura mayor

t_1 = Temperatura menor

Calcular la potencia térmica requerida para suministra la energía calculada, usar la ecuación dada:

$$Pot = \frac{Q}{t_{cocción}}$$

Ecuación 135

Donde:

Pot = Potencia necesaria para elevar a la temperatura de cocción.

$t_{cocción}$ = Tiempo de cocción 40min = 0,67h

Luego calcular las pérdidas de energía por transferencia de calor pueden ser: por radiación y por convección hacia el ambiente.

Pérdidas por convección.

Las pérdidas por convección se originan desde la pared del recipiente hacia el ambiente, la transferencia de este tipo se da por el flujo de aire, calcular a través de la siguiente formula:

$$Q_{convección} = h_c * A_{paredrecipiente} * (T_{caliente} - T_{frío})$$

Ecuación 136

Donde:

$Q_{convección}$ = Pérdidas de energía por convección.

h_c = Coeficiente medio de transferencia de calor por convección de **Tabla 26**

$A_{paredrecipiente}$ = Área de transferencia de calor (pared del recipiente)

$T_{caliente}$ = Temperatura máxima de la mezcla (Mosquera, 2007)

$T_{frío}$ = Temperatura ambiental ciudad de Loja 17°C tomado de (Climate. Data. Org., 2020)

Pérdidas por radiación.

Estas pérdidas se dan entre la superficie externa de la pared del recipiente y el entorno en que se encuentra el mecanismo, la expresión para calcular es la siguiente:

$$Q_{radiación} = \varepsilon * \sigma * A_{paredrecipiente} * (T_s^4 - T_{alrededor}^4) \quad \text{Ecuación 137}$$

Donde:

$Q_{radiación}$ = Pérdidas de energía por radiación.

ε = Emisividad del acero inoxidable

σ = Coeficiente de Stefan – Boltzmann $5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2C^4}$ (Cengel Y., 2011)

T_s = Temperatura de la superficie del recipiente

$T_{alrededor}$ = Temperatura del entorno

Calcular la potencia total requerida para el cocido, considerar un rendimiento de 58% para los quemadores de GLP recomendado por Freddy J. Rojas (2017), aplicar la siguiente expresión:

$$Pot_{total} = \frac{Potencia\ para\ la\ cocción + Pérdidas\ conducción + Pérdidas\ convección}{Rendimiento\ quemador.} \quad \text{Ecuación 138}$$

Calcular el caudal de GLP necesario para suministrar la cantidad de energía adecuada para la cocción durante un determinado tiempo, aplicar la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = \frac{Pot_{total}}{P_{calórico}} \quad \text{Ecuación 139}$$

Donde:

\dot{Q} = Caudal de combustible que consume el quemador.

Pot_{total} = Potencia total.

$P_{calórico}$ = Poder calorífico del GLP 11.5 Kwh/m^3 (Tama, 2009)

Finalmente seleccionar un quemador que proporcione el caudal de combustible adecuado y que esté diseñado para la cocción de productos alimenticios.

5.2.17. Diseñar el sistema eléctrico.

Diseñar el sistema eléctrico y generar un diagrama unifilar mediante el software CADeSIMU®, y seleccionar los conductores y protecciones eléctricas.

5.2.18. Diseñar el prototipo mediante software de ingeniería.

Diseñar el prototipo, crear una animación y generar un despiece caracterizando cada uno de los componentes, el diseño a realizar debe cumplir con normas y emplear componentes estandarizados, realizar mediante software de ingeniería.

6. RESULTADOS.

6.1. Descripción de la máquina diseñada.

Este mecanismo permite agilizar el proceso de producción de la mezcla para la fabricación de bocadillo. Esta máquina proporciona eficacia y seguridad al ser operada. A partir del diseño propuesto e ilustrado en la Figura 26 se identifica las principales partes:

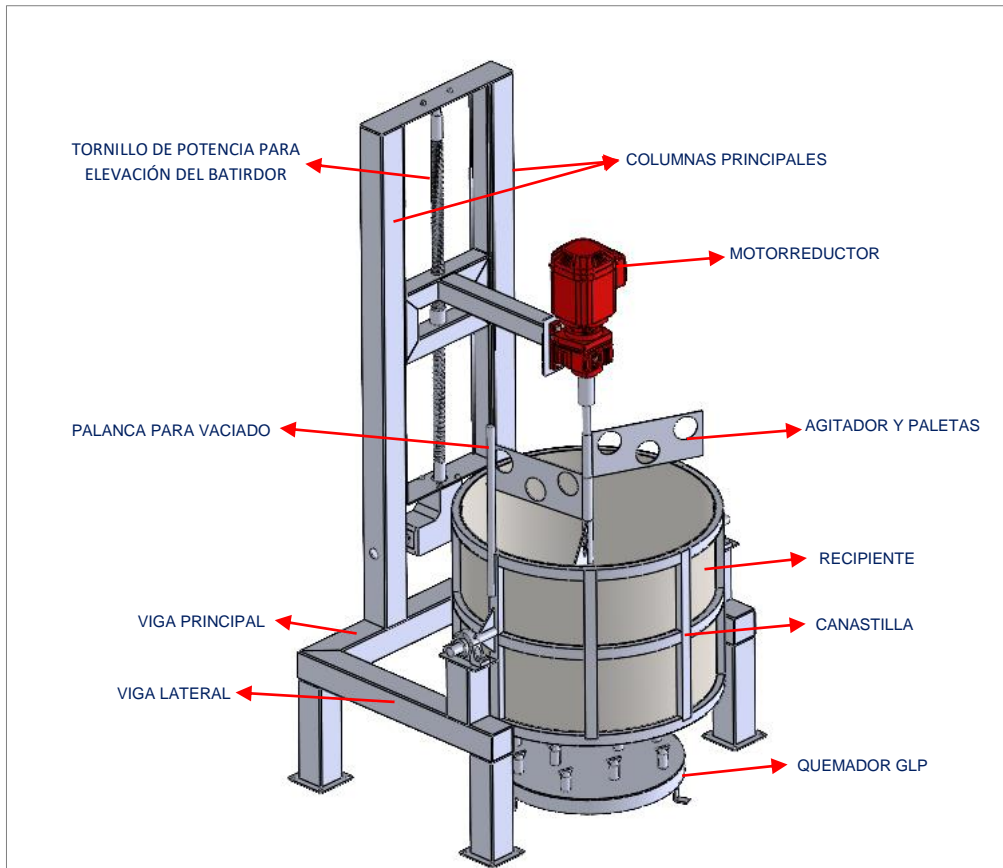


Figura 26. Descripción de las principales partes del mecanismo diseñado.

Fuente: (Autor)

- a. Recipiente (olla).
- b. Canastilla.
- c. Quemador.
- d. Palanca de vaciado.
- e. Motorreductor.
- f. Agitador y paletas.
- g. Tornillo de potencia (elevador).
- h. Columnas principales.
- i. Viga principal.
- j. Vigas laterales.

Previo al desarrollo de cálculos para cada uno de los elementos del mecanismo, es necesario especificar algunos parámetros como la clasificación de ingredientes y selección del tipo de mecanismo que se emplea como referencia para el diseño.

a. Clasificación de los ingredientes.

Según la versión de maestros bocado y luego de haber corroborado mediante los ensayos se determinó la proporcionalidad más adecuada para dosificar los ingredientes que

intervienen en la elaboración de bocadillo. En la Tabla 3 se muestra un detalle aproximado de los porcentajes de ingredientes necesarios para tener una producción de bocadillo óptima. El mecanismo se diseña para una capacidad de producción de 68 Kg (150 lb) de bocadillo.

Tabla 3. Porcentaje aproximado de ingredientes.

INGREDIENTES	CARACTERÍSTICA	PORCENTAJE APROXIMADO
Agua	1 litro=1Kg	1,5 %
Panela trozada	45.4Kg	66,5%
Maní molido	21.8 Kg	32%

Fuente: (Autor)

b. Selección del tipo de mecanismo y agitador.

Tipo de mecanismo.

Se aplica el método de Scoring o método de los factores ponderados sugerido por RINCON (2006), a continuación, se muestra las alternativas y los criterios de evaluación, los requerimientos y los parámetros a evaluar, con esta descripción se elige la mejor opción de diseño, tanto para el tipo de mecanismo como para el agitador, véase la Tabla 4.

Tabla 4. Criterios de evaluación para la selección del tipo de mecanismo adecuado.

CRITERIOS DE EVALUACIÓN	DESCRIPCIÓN
Ensamble o construcción	Hace referencia al menor número de tareas a desarrollar para su construcción final.
Operación	Hace referencia al método de elaboración de los productos.
Seguridad	Hace referencia a los riesgos generados durante la producción de los productos.
Mantenimiento	Hace referencia al menor número de tareas y grados de complejidad para desarrollar el mantenimiento.
Ruido	Hace referencia a la menor intensidad de sonidos provenientes de la máquina para su operación,
Costo	Hace referencia al menor costo de los materiales para su construcción final.

Fuente: (Autor)

Ponderación de criterios para la selección de tipo de batidora.

Tal como se describe en la metodología se asigna un valor de 1 a 5, donde: 1=deficiente, 2=insuficiente, 3=aceptable, 4=sobresaliente, 5=excelente; dependiendo del cumplimiento de los parámetros y la satisfacción de las necesidades a suplir, la Tabla 5 describe los valores de los criterios de evaluación y su descripción.

Tabla 5. Ponderación de criterios para la selección del tipo de mezcladora a diseñar.

CRITERIOS DE EVALUACIÓN	DESCRIPCIÓN
4	Ensamble o construcción
4	Operación
3	Seguridad
5	Mantenimiento
3	Ruido

5	Costo
---	-------

Fuente: (Autor)

Raiting de aceptación para cada alternativa.

Se realiza una tabla de raiting de aceptación para cada alternativa, se emplea una escala de 9 puntos: 1=extra bajo, 2=muy bajo, 3=bajo, 4=poco bajo, 5=medio, 6=poco alto, 7=alto, 8=muy alto, 9=extra alto, la Tabla 6 describe los valores asignados a cada una de las alternativas propuestas anteriormente según su criterio.

Tabla 6. Raiting de aceptación de alternativas para seleccionar el tipo de mezcladora.

CRITERIO	ALTERNATIVAS				
	A	B	C	D	E
Ensamble o construcción	6	7	8	5	6
Operación	9	9	9	8	8
Seguridad	9	9	9	9	9
Mantenimiento	2	4	8	5	6
Ruido	2	3	7	6	4
Costo	2	4	7	5	6

Fuente: (Autor)

Tipo de mecanismo seleccionado.

Se relaciona la ponderación y el raiting y se realiza el escore, para ello se multiplica el valor de la ponderación por el rating de aceptación y se suma los resultados, la alternativa que posee el mayor escore es la opción C, la Tabla 7 muestra los resultados obtenidos.

Tabla 7. Selección del tipo de mezcladora a diseñar.

CRITERIO	PONDERACIÓN	MECANISMO				
		A	B	C	D	E
Construcción	4	24	28	32	20	24
Operación	4	36	36	36	32	32
Seguridad	3	27	27	27	27	27
Mantenimiento	5	10	20	40	25	30
Ruido	3	6	9	21	12	12
Costo	5	10	20	21	25	30
SCORE		113	140	177	141	151

Fuente: (Autor)

El tipo de mecanismo que se emplea como un referente para el diseño de la máquina consiste en un mezclador con estructura móvil, el sistema de transmisión de potencia para el mezclado posee un motorreductor, para el movimiento vertical del conjunto mezclador se utilizará un tornillo de potencia, posee paletas desmontables para facilitar su mantenimiento, es un mecanismo silencioso y su estructura generalmente es de peso bajo, la Figura 27 muestra un diagrama del mecanismo tipo.

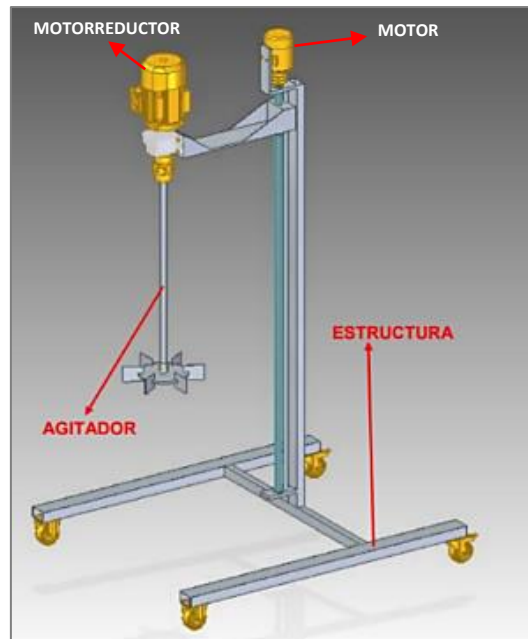


Figura 27. Esquema aproximado para el diseño propuesto.
Fuente: (Autor)

Tipo de agitador.

La homogenización adecuada de la mezcla es un requisito indispensable para obtener una producción adecuada, de la misma manera que se realizó la selección del tipo de mecanismo se aplica el método de Scoring para seleccionar el tipo de agitador, a continuación, se describe los criterios de evaluación, véase la Tabla 8.

Tabla 8. Descripción de criterios de evaluación para la selección del tipo de agitador.

CRITERIOS DE EVALUACIÓN	DESCRIPCIÓN
Facilidad de montaje y desmontaje	Se refiere a la puesta del agitador en la máquina mezcladora.
Facilidad de construcción	Se refiere a la dificultad del maquinado del tipo de agitador a utilizar.
Facilidad de operación	Hace referencia, al manejo del agitador por parte del operador.
Producto terminado	Nos indica si se han mesclado correctamente todos los ingredientes
Mantenimiento	Hace referencia, a la dificultad o facilidad del mantenimiento.
Viscosidad	Se analiza la capacidad del agitador según la viscosidad.
Frecuencia de giro	Hace referencia a la capacidad de giro según el tipo de agitador.

Fuente: (Autor)

Ponderación de criterios.

Se asigna un valor de 1 a 5, donde: 1=deficiente, 2=insuficiente, 3=aceptable, 4=sobresaliente, 5=excelente; dependiendo del cumplimiento de los parámetros y la satisfacción de las necesidades, la Tabla 9 muestra los resultados.

Tabla 9. Ponderación de criterios para la selección del tipo de agitador.

CRITERIOS DE EVALUACIÓN	DESCRIPCIÓN
-------------------------	-------------

4	Facilidad de montaje y desmontaje
5	Facilidad de construcción
4	Facilidad de operación
4	Producto terminado
5	Mantenimiento
5	Viscosidad
4	Velocidad angular de giro

Fuente: (Autor)

Raiting de aceptación para cada alternativa.

Se realiza un raiting de aceptación para cada alternativa similar al proceso de selección anterior, se usa la misma escala de 9 puntos: 1=extra bajo, 2=muy bajo, 3=bajo, 4=poco bajo, 5=medio, 6=poco alto, 7=alto, 8=muy alto, 9=extra alto, la Tabla 10 detalla los valores del raiting de aceptación para tipo de agitador.

Tabla 10. Raiting de aceptación de alternativas para seleccionar el tipo de agitador.

CRITERIO	AGITADOR		
	A	B	C
Facilidad de montaje y desmontaje	7	8	6
Facilidad de construcción	4	9	5
Facilidad de operación	5	7	4
Producto terminado	4	7	2
Mantenimiento	5	5	5
Viscosidad	2	8	1
Velocidad angular de giro	4	7	3

Fuente: (Autor)

Tipo del agitador seleccionado.

Se relaciona los resultados de la ponderación con el raiting de aceptación de cada alternativa y se calcula el score, para ello se multiplica la ponderación por el rating de aceptación y se suma los resultados de cada criterio, el escore más alto es la alternativa B, ver la Tabla 11.

Tabla 11. Selección del tipo de agitador a diseñar.

CRITERIO	PONDERACIÓN	AGITADOR		
		A	B	B
Facilidad de montaje y desmontaje	4	28	32	24
Facilidad de construcción	5	20	45	25
Facilidad de operación	4	20	28	16
Producto terminado	4	16	28	8
Mantenimiento	5	25	25	25
Viscosidad	5	10	40	5
Velocidad angular	4	4	28	12
Score		120	226	115

Fuente: (Autor)

La Figura 28 muestra el tipo de agitador seleccionado como referente para el diseño del mecanismo para elaboración de bocadillos, este agitador posee paletas de geometría rectangular articuladas a un eje.



Figura 28. Agitador de paletas rectangulares.
Fuente: (Autor)

Una vez determinado el tipo de mecanismo y el tipo de agitador adecuado para el diseño de la presente propuesta, se procede a desarrollar los cálculos pertinentes.

6.2. Diseño del recipiente.

Se propone un recipiente cilíndrico, que pueda almacenar un volumen nominal de 150 libras de bocadillo, para ello se requiere cumplir la dosificación detallada anteriormente en la Tabla 2, a partir de esta cantidad de producción se determina el tamaño del recipiente. Véase la Figura 29. La relación de dimensiones recomendadas es: el diámetro mayor a la altura se sugiere para que durante la cocción exista una mejor distribución de calor hacia la mezcla. En función de la densidad de los ingredientes se determina el volumen total y con ello las dimensiones de diámetro=0,80 m y altura=0,60m.

Se propone una capacidad de producción de 150 libras de bocadillo por cada cocción

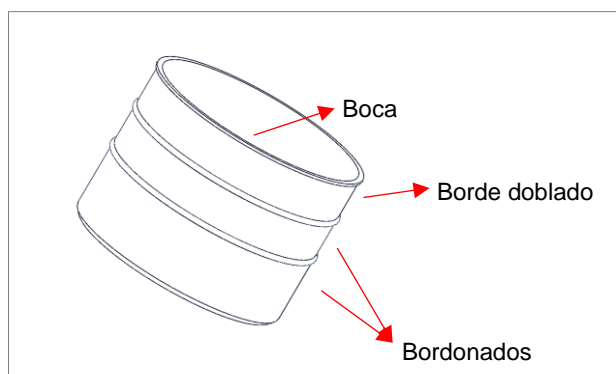


Figura 29. Diseño del recipiente.
Fuente: (Autor)

Se determina el volumen de cada una de las materias primas, estos volúmenes se suman y se obtiene un volumen global denominado volumen en bruto:

$$\delta_{\text{Panela}} = 1480 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\delta_{\text{Maní}} = 500 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\delta_{\text{Agua}} = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Se determina el volumen de la panela, Ecuación 20:

$$V_{\text{panela}} = \rho_{\text{panela}} * m_{\text{panela}}$$

$$V_{\text{panela}} = \frac{21\text{Kg}}{1480 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 0,014\text{m}^3$$

Se determina el volumen del maní, Ecuación 21.

$$V_{\text{maní}} = \frac{m_{\text{maní}}}{\rho_{\text{maní}}}$$

$$V_{\text{maní}} = \frac{45\text{Kg}}{200 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 0,225\text{m}^3$$

La cantidad de agua necesaria en esta dosificación es de un litro.

$$1 \text{ litro} = 0,001\text{m}^3$$

Se determina el volumen total de los ingredientes antes de ser cocidos, este volumen se llamará volumen en bruto, Ecuación 19:

$$V_{\text{bruto}} = 0,0142\text{m}^3 + 0,225\text{m}^3 + 0,001\text{m}^3$$

$$V_{\text{bruto}} \cong 0,25\text{m}^3$$

Para evitar salpicaduras de la mezcla durante la cocción, se propone agregar un 25% más del volumen en bruto, de esta manera el nivel de la mezcla estará por debajo del borde del recipiente, este nuevo volumen se denominará volumen de diseño y corresponde al volumen del recipiente a diseñar, Ecuación 22.

$$V_{\text{diseño}} = 0,25\text{m}^3 + 0,25\text{m}^3 * 0,25$$

$$V_{\text{diseño}} = 0,3125\text{m}^3$$

Se propone el diseño de un recipiente de forma cilíndrica, considerando cumplir con la relación diámetro > altura tal como se había descrito anteriormente.

$$V_{\text{diseño}} = A_{\text{fondorecipiente}} * h_{\text{recipiente}}$$

Calculando la superficie del fondo del recipiente se tiene:

$$A_{\text{fondorecipiente}} = \pi(r_{\text{fondorecipiente}})^2$$

Despejando de la Ecuación 25:

$$V_{diseño} = \pi(r_{fondorecipiente})^2 * h_{recipiente}$$

Se tiene:

$$h_{recipiente} = \frac{V_{diseño}}{\pi(r_{fondorecipiente})^2}$$

Se propone un radio aproximado de 0,40 m para el recipiente, de tal manera que se cumpla la relación donde el ancho sea mayor a la altura, con esto se logra una mejor distribución del calor durante el cocido.

$$h_{recipiente} = \frac{0,3125 m^3}{\pi(0,40m)^2} = 0,62 m \approx 0,60m.$$

Cálculo del espesor para el recipiente.

El material a emplearse en el diseño del recipiente es acero inoxidable SAE 304, la composición es cromo-níquel esta composición es la adecuada y recomendada para la industria alimenticia. La Tabla 12 detalla cada una de las propiedades mecánicas. La Figura 30 ilustra un diagrama abreviado del recipiente, el cual dispone de bordoneados¹, dichas molduras permiten aumentar la rigidez en el recipiente.

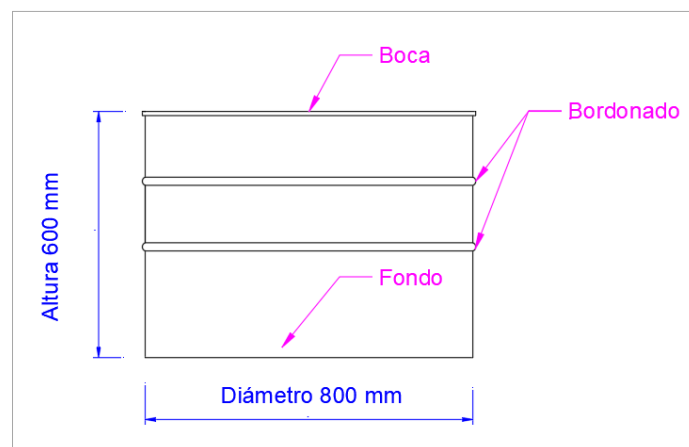


Figura 30. Vista lateral del recipiente.
Fuente: (Autor)

Se calcula el esfuerzo tangencial que genera la mezcla en el fondo del recipiente, hipotéticamente con el recipiente totalmente lleno, para ello se determina la presión hidráulica en el fondo, Ecuación 26.

$$P_{fondorecipiente} = \rho_{mezcla} * g * h_{recipiente}$$

¹ Bordonado o bordoneado se llama a cualquier moldura que se hace longitudinal o circularmente en una chapa para que adquiera resistencia. Estas operaciones se pueden hacer sobre piezas planas o cilíndricas y se realizan por medio de estampas o troqueles.

$$P_{fondorecipiente} = 1326 \frac{Kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 0,60m$$

$$P_{fondorecipiente} = 7804,84 \frac{N}{m^2}$$

Se determina el esfuerzo tangencial al que va estar sometido el recipiente, se considera como un recipiente de pared delgada denominado cascarón. Para recipientes sometidos a altas temperaturas y altas presiones, el código ASME (American Society of Mechanical Engineers) proponer usar un factor de seguridad de 3,5. (ASME, 2020). Ecuación 27.

$$\sigma_{Tangencial} = \frac{P_{fondorecipiente} * D_{recipiente}}{2 * e_{pared}} \leq \sigma_{Permisible}$$

Se determina el esfuerzo permisible para el material, se emplea el esfuerzo a la fluencia del acero inoxidable SAE 304. Ecuación 28.

$$\sigma_{Permisible} = \frac{\sigma_{fluencia}}{n_s}$$

$$\sigma_{Permisible} = \frac{220 \text{ Mpa}}{3,5} = 62,85 \text{ Mpa}$$

Despejando de el espesor de pared de la Ecuación 27:

$$\frac{P_{fondorecipiente} * D_{recipiente}}{2 * e_{pared}} = \sigma_{Permisible}$$

Se tiene:

$$e_{pared} = \frac{P_{fondorecipiente} * D_{recipiente}}{2 * \sigma_{Permisible}}$$

$$e_{pared} = \frac{7804,84 \frac{N}{m^2} * 0,8m}{2 * 62,85 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}$$

$$e_{pared} = 0,000049 \text{ m} \approx 0,05 \text{ mm}$$

El espesor determinado es 0,05 mm, para fines de construcción se requiere un espesor comercial este espesor puede ser desde de 1 mm. Al tratarse de un contenedor que posee juntas por soldadura se considera plancha de 2 mm ya que la soldadura a usar es de tipo filete, en este tipo de soldadura se necesita tener penetración completa. El alto de garganta o cordón de soldadura será como mínimo igual al espesor de la plancha menor, según describe Budynas & Nisbett (2008). La soldadura a utilizar es TIG ya que se trata de

plancha de acero inoxidable, Equipment (2000) expone algunas consideraciones de soldadura TIG en la Tabla 12.

Tabla 12. Espesores máximos de plancha para soldadura TIG/MIG/MAG.

AMPERAJE MÁXIMO	ESPESOR MÁXIMO (SOLDADURA A TOPE)	ESPESOR MÁXIMO (SOLDADURA DOBLE V CON TALONES Y ABERTURA EN LA RAÍZ)
90	2 mm	3 mm
110	2,5 mm	3,8 mm
130	3 mm	4,5 mm

Fuente: (Equipment, 2000)

Canastilla para el recipiente.

El recipiente estará sometido a las altas temperaturas por ende su resistencia disminuye, para evitar deformaciones se diseña una canastilla que cumpla la función de un arrostro para manipularlo a través de una palanca y realizar el vaciado de forma segura, esta canastilla dispone de dos ejes soldados lateralmente permitiendo sostener y articular el recipiente con la estructura del mecanismo mediante dos rodamientos. Se propone emplear tubo rectangular de hierro ASTM de 19 mm x 38 mm y 2 mm de espesor. La Tabla 21 detalla la masa lineal del tubo a emplear y la Figura 31 muestra un esquema de la disposición de los elementos.

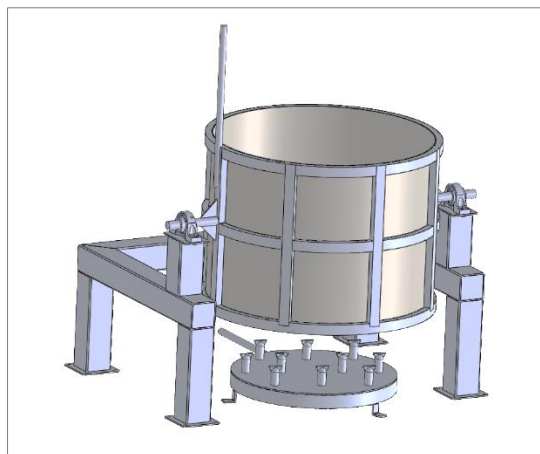


Figura 31. Disposición de la canastilla y palanca de vaciado.

Fuente: (Autor)

La base de la canastilla está compuesta por dos anillos uno externo y otro interno entrelazados por 8 radios separados por un ángulo de 45 grados. Véase la Figura 32.

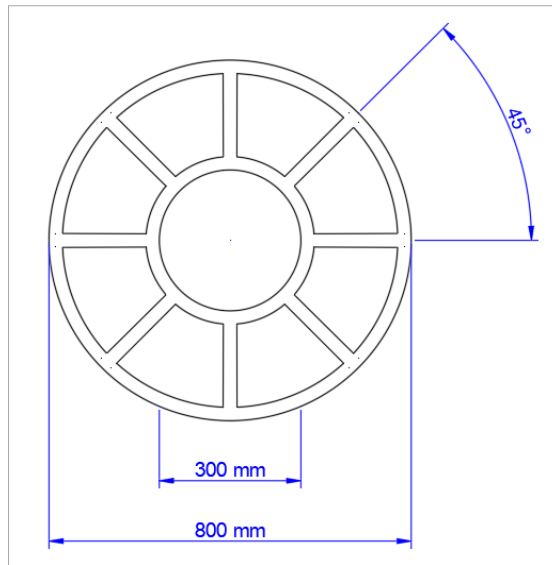


Figura 32. Parte inferior de la canastilla.
Fuente: (Autor)

6.3. Cálculo de ejes para sujeción de la canastilla.

El medio de sujeción entre el recipiente y la estructura del mecanismo consiste en dos ejes unidos por soldadura a la canastilla, estos ejes se articulan a las vigas laterales de la estructura a través de rodamientos. El cálculo del diámetro para dichos se realiza empleando la carga dada por: peso de la canastilla, peso del recipiente y peso de la mezcla. Véase la Figura 33.

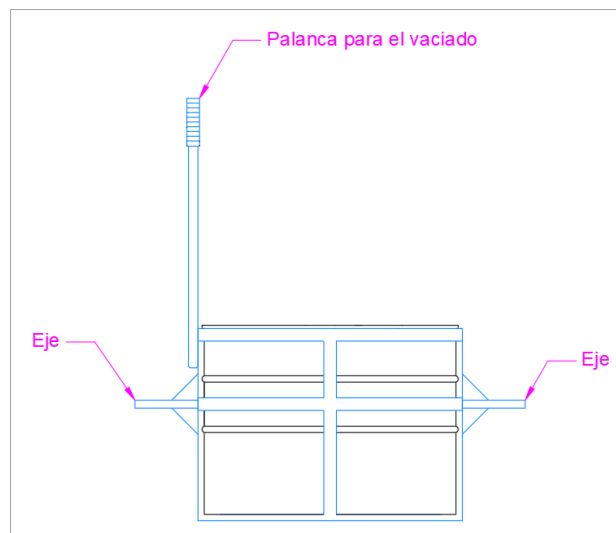


Figura 33. Disposición de ejes soldados a la canastilla, vista frontal.
Fuente: (Autor)

Para obtener el peso de la canastilla, se usa la masa lineal de la Tabla 13.

Tabla 13. Propiedades mecánicas tubo de hierro rectangular ASTM A500-AISI A500.

TUBO RECTANGULAR A500			
Dimensiones		Espesor	Peso Teórico
mm	pulgadas	mm	Kg/m

20 x 40	3/4"x 1 1/2"	2	1,700
PROPIEDADES MECÁNICAS	Límite de fluencia. (MPa) mín.		269
	Resistencia a la tracción (MPa) mín.		310

Fuente: (Catálogo DIPAC)

$$P_{canastilla} = L_{tubocanastilla} * M_{linealtubo} * g$$

$$P_{canastilla} = 10m * 1,7 \frac{Kg}{m} * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$P_{canastilla} = 166,77 N$$

Luego se calcula el peso del recipiente vacío, el material del recipiente es acero inoxidable SAE 304 y la densidad de este material se toma de la Tabla 37, la superficie total de la plancha empleada en el recipiente se determina a continuación. Véase Figura 34 y Figura 35.

$$A_{planchaderecipiente} = A_{pared} + A_{fondo}$$

$$A_{pared} = 2\pi * r_{recipiente} * h_{recipiente}$$

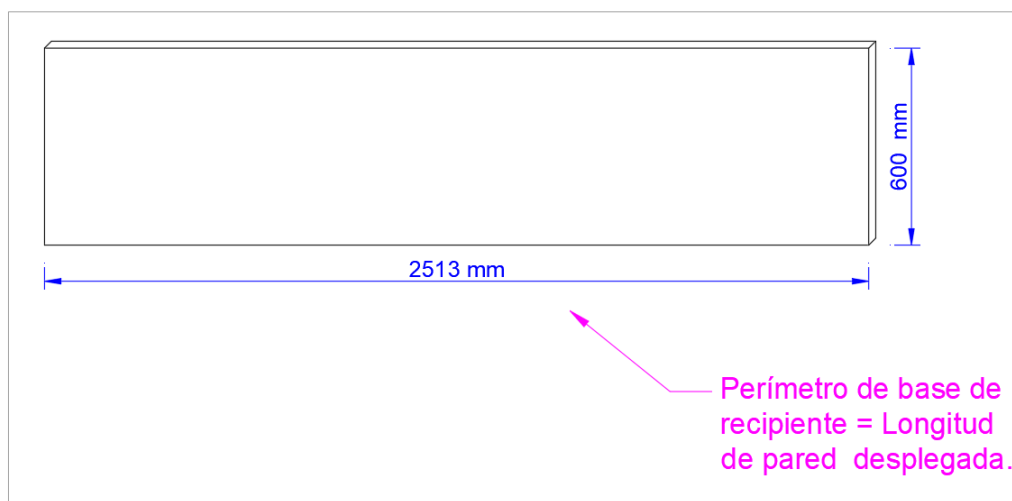


Figura 34. Pared del recipiente desplegada.

Fuente: (Autor)

$$A_{fondo} = \pi * (r_{recipiente})^2$$

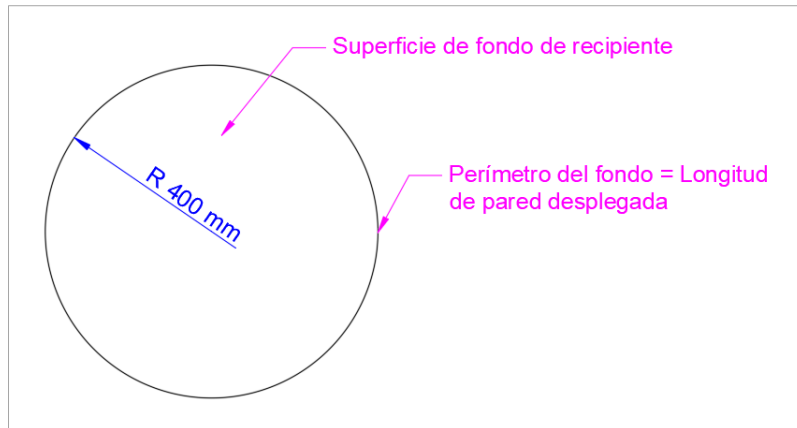


Figura 35. Diagrama-fondo del recipiente.

Fuente: (Autor)

Sustituyendo en la Ecuación 30:

$$A_{\text{planchaderecipiente}} = A_{\text{pared}} + A_{\text{fondo}}$$

Se tiene:

$$A_{\text{planchaderecipiente}} = 2\pi * r_{\text{recipiente}} * h_{\text{recipiente}} + \pi * (r_{\text{recipiente}})^2$$

$$A_{\text{planchaderecipiente}} = 2\pi * 0,40 \text{ m} * 0,60\text{m} + \pi * (0,40\text{m})^2$$

$$A_{\text{planchaderecipiente}} = 2\text{m}^2$$

Se determina el volumen de material que tiene el recipiente:

$$V_{\text{materialrecipiente}} = e_{\text{plancha}} * A_{\text{planchaderecipiente}}$$

$$V_{\text{materialrecipiente}} = 0,002\text{m} * 2\text{m}^2$$

$$V_{\text{materialrecipiente}} = 0,004\text{m}^3$$

Con ello se calcula el peso del recipiente, Ecuación 36:

$$P_{\text{recipiente}} = V_{\text{materialrecipiente}} * \rho_{\text{amaterial}} * g$$

$$P_{\text{recipiente}} = 0,004\text{m}^3 * 8000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * \frac{9,81\text{m}}{\text{s}^2} = 313,92 \text{ N}$$

Se calcula el peso de la mezcla, Ecuación 37:

$$P_{\text{mezcla}} = M_{\text{mezcla}} * g$$

$$P_{\text{mezcla}} = 68 \text{ Kg} * \frac{9,81\text{m}}{\text{s}^2} = 668,86 \text{ N}$$

Se determina el peso total del recipiente, canastilla y la mezcla, Ecuación 38:

$$P_{\text{total}} = P_{\text{recipiente}} + P_{\text{mezcla}} + P_{\text{canastilla}}$$

$$P_{\text{total}} = 313,92 \text{ N} + 668,86 \text{ N} + 166,77 \text{ N}$$

$$P_{\text{total}} = 1149,55\text{N}$$

Con la carga total (peso total) se calcula el diámetro mínimo para un de los dos ejes, La Figura 36 muestra un diagrama aproximado de la disposición de la carga para un eje.

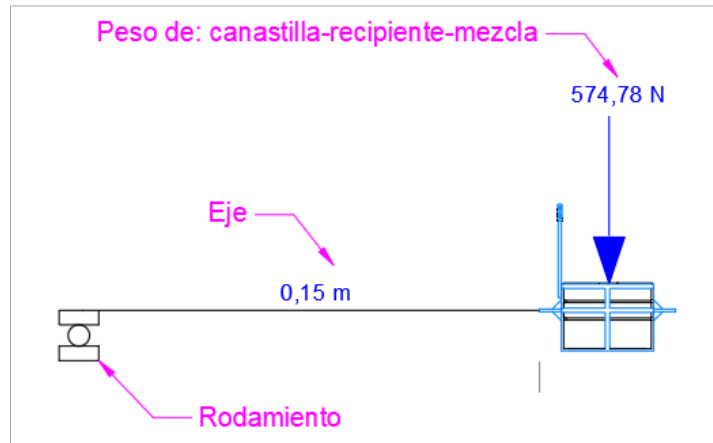


Figura 36. Disposición de la carga sobre el eje del recipiente.
Fuente: (Autor)

Para el cálculo del momento flector máximo al que está sometido el uno de los ejes, la Figura 37 muestra el diagrama de momentos.

$$P_{eje} = \frac{P_{total}}{2}$$

$$P_{eje} = \frac{1149,55N}{2} = 574,78 N$$

Momento flector máximo, Ecuación 40:

$$M_{flectorejerecipiente} = P_{eje} * L_{eje}$$

$$M_{flectorejerecipiente} = 574,78 N * 0,15m = 86,12 Nm$$

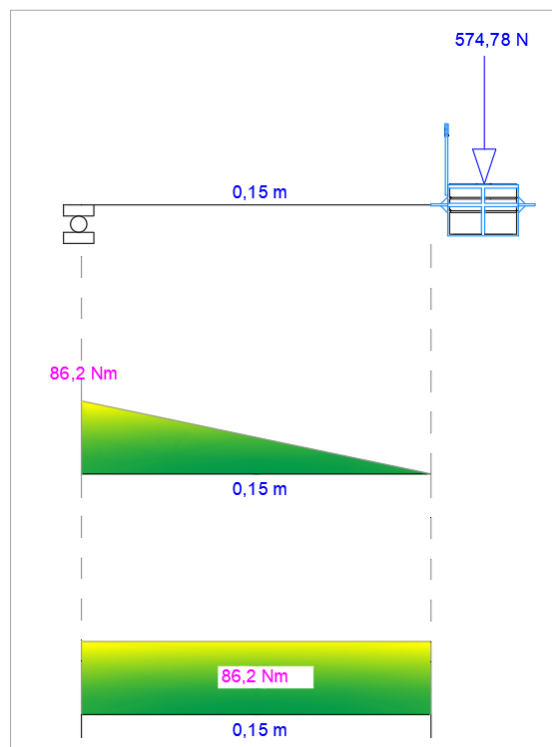


Figura 37. Diagramas de momento flector y cortante en el eje del recipiente.

Fuente: (Autor)

Torque que soporta el eje durante el vaciado.

Se determina el torque máximo que se puede producir durante el vaciado en uno de los dos ejes por efecto del peso total de los elementos: recipiente, mezcla y canastilla, es decir, se considera como si toda la carga la recibiese un solo eje. La posición en la que se experimenta el mayor torque es cuando el recipiente está a 90 grados de giro y el punto de actuación del peso en la mitad de la distancia entre el eje y el fondo del recipiente. La Figura 38 muestra la disposición de los componentes y el punto de actuación de la fuerza (peso) durante el vaciado.

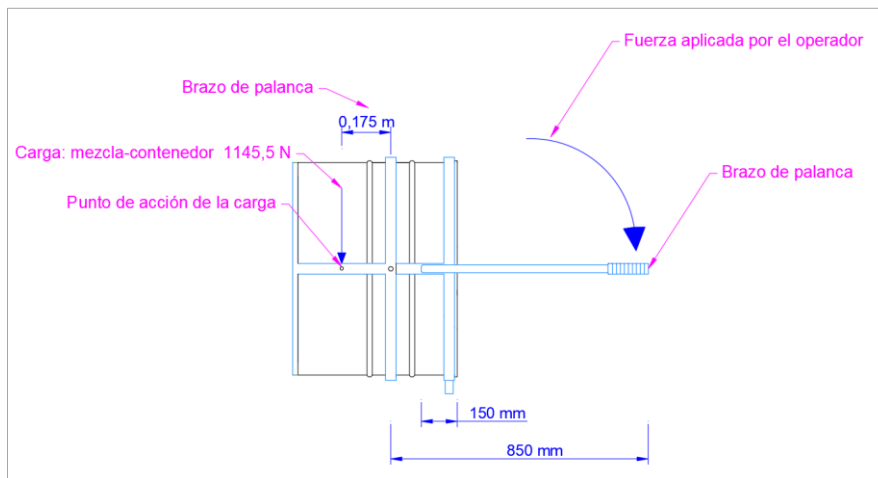


Figura 38. Disposición del recipiente durante el vaciado de la mezcla, vista lateral izquierda.

Fuente: (Autor)

$$\tau_{ejerecipiente} = P_{total} * x$$

$$\tau_{ejerecipiente} = 1149,55N * 0,175m = 201,16Nm$$

Aplicando la Teoría de Von Mises se determina el diámetro mínimo, Ecuación 42.

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 * 4}{\pi * 220Mpa} * \sqrt{[(86,12 Nm)^2 + (201,16Nm)^2]}}$$

$$d = 0,034m \approx 35mm$$

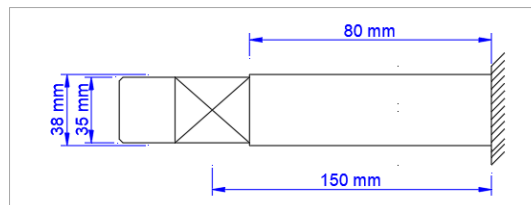


Figura 39. Eje de recipiente.

Fuente: (Autor)

6.4. Palanca de vaciado.

El mecanismo posee una palanca para realizar el vaciado de la mezcla de forma rápida y segura, dicha palanca está unida a la canastilla mediante soldadura. A continuación, se calcula la fuerza que el operador debe aplicar para ello se emplea el mismo torque utilizado en el cálculo del eje, Véase la Figura 38.

$$F_{operador} = \frac{\tau_{eje}}{L_{palanca}}$$

$$F_{operador} = \frac{201,16Nm}{0,85m} = 236,66N$$

La fuerza calculada anteriormente (236,66 N=24,06 Kg) se encuentra dentro del rango de carga ergonómica recomendado para una persona según la norma de prevención de riesgos laborales ISO 11228-2:2007, de esta manera se evitará que el operador sufra daño alguno por sobreesfuerzo físico, Véase la Tabla 14.

Tabla 14. Carga máxima recomendada para una persona.

PESO MÁXIMO RECOMENDADO	
Tipo	Kg
En general	25
Mayor protección	15

Fuente: (Bestratén, 2008)

Así mismo, se determina el espesor de pared para el tubo a emplear como palanca, se aplica el criterio de flexión y se propone un diámetro ergonómico para la palanca de acuerdo a lo recomendado por Talent Pool (2014), el diámetro propuesto es 1 pulgada (25 mm). La Figura 40 muestra el diagrama libre de la palanca de vaciado.

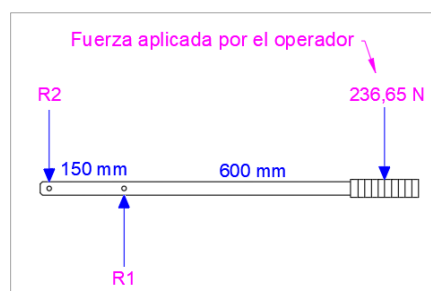


Figura 40. Diagrama de cuerpo libre de la palanca de vaciado.

Fuente: (Autor)

Se realiza sumatoria de momentos:

$$\sum M = 0$$

$$F_{operador}(0,75m) - R_1(0,15m) = 0$$

$$R_1 = \frac{236,65 N(0,75m)}{0,15 m} = 1183,25 N$$

Se realiza sumatoria de fuerzas:

$$\sum F = 0$$

$$R_1 - R_2 - F_{operador} = 0$$

$$R_2 = 1183,25 \text{ N} - 236,65 \text{ N} = 946,61 \text{ N}$$

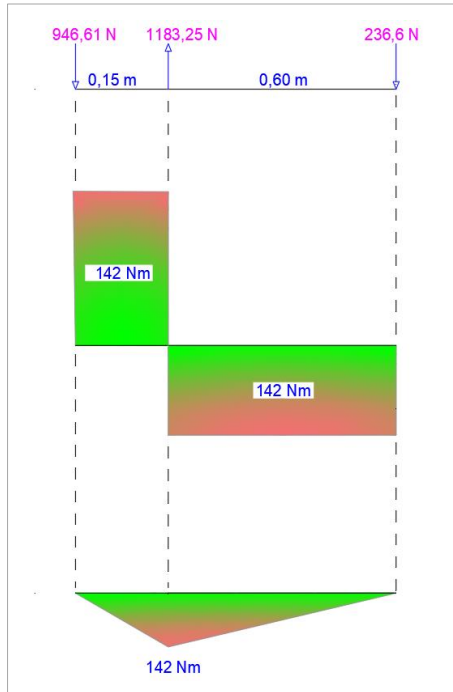


Figura 41. Diagrama de momento cortante y momento flector de la palanca de vaciado
Fuente: (Autor)

Con el momento máximo calculado 127 Nm y la Ecuación 53 se determina la sección del tubo (palanca de vaciado) en este caso dicha palanca se interpreta como una viga cilíndrica hueca, Figura 42:

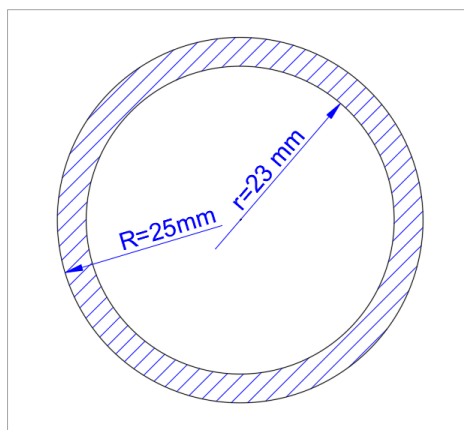


Figura 42. Sección transversal de la palanca de vaciado.
Fuente: (Autor)

$$S_{tubohueco} = \frac{\pi * (R^4 - r^4)}{4R}$$

$$S_{tubohueco} = \frac{\pi * (0,0254 m^4 - 0,0234 m^4)}{4 * 0,0234 m} = 3,907 \times 10^{-6} m^3$$

Luego se calcula el esfuerzo máximo que soportará la palanca y se comprueba que este sea menor al esfuerzo admisible

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M}{S_{tubohueco}}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{142 Nm}{3,907 \times 10^{-6} m^3} = 36,34 MPa$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{admisible}$$

$$\sigma_{admisible} = \frac{220 MPa}{1,5}$$

$$36,34 MPa < 146,7 MPa$$

Adicionalmente se realiza una simulación de esfuerzo mecánico para identificar los puntos de mayor flexión, la Figura 43 muestra los resultados de la simulación:

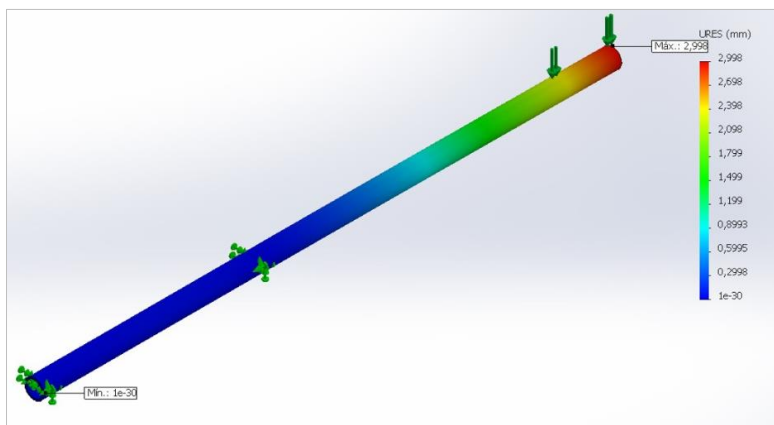


Figura 43. Simulación de la palanca durante el vaciado.
Fuente: (Autor)

6.5. Selección de rodamientos.

Con el diámetro mínimo calculado para el eje se elige los rodamientos, se aplica el método Rodamientos FAG (2000).



Figura 44. Rodamiento de bolas, y rodamiento rotular.
Fuente: (Fullminería, 2021)

Se determina la carga equivalente P:

$$P = (X \times F_r) + (Y \times F_a) [N]$$

La carga que predomina sobre el rodamiento es radial F_r , por lo tanto, la carga axial se descarta $F_a=0$.

$$P = (X \times F_r)$$

Rodamientos FAG (2000), en la Tabla 15 se selecciona un rodamiento que posea un diámetro interno igual al calculado para el eje, luego se identifica su denominación 16007, su carga estática $C_0 = 8,8 \text{ KN}$ y su carga dinámica $C = 12,2 \text{ KN}$.

Tabla 15. Características geométricas y propiedades mecánicas de rodamientos.

Dimensiones							Peso	Capacidad de carga		Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares		
d	D	B	r_s min	H	H_1	J	m	dyn. C	stat. C_0			Rodamiento FAG	D_1 min	D_2 max	r_s max
mm				mm	mm	mm	kg	kN		min^{-1}			mm	mm	mm
35	62	9	0,3	53,5	54,8	43,7	0,105	12,2	8,8	14000	10000	16007	37	60	0,3

Fuente: (Rodamientos FAG , 2000)

Con la denominación 16007 y a partir de la Tabla 16 se encuentra en factor $f_o = 15,6$

Tabla 16. Factor f_o para rodamientos de bolas.

Número característico del agujero	Factor f_o								
	Serie de rodamientos		161	60	62	622	63	623	64
	618	160							
3					12,9				
4					12,2			13,2	
5					13,2			13	
6					13				
7				13	12,4				
8				12,4	13				
9				13	12,4				
00			12,4	12,4	12,1	12,1	11,3		
01			13	13	12,3	12,2	11,1		
02		13,9		13,9	13,1	13,1	12,1	12,1	
03		14,3		14,3	13,1	13,1	12,3	12,2	12,4
04		14,9		13,9	13,1	13,1	12,4	12,1	11
05		15,4		14,5	13,8	13,8	12,4	12,4	12,1
06		15,2		14,8	13,8	13,8	13	13	12,2
07		15,6		14,8	13,8	13,8	13,1	13,1	12,1

Fuente: (Rodamientos FAG , 2000)

Luego se calcula los factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bola

$$\frac{f_o * F_a}{C_o}$$

$$\frac{15,6 * 0}{8,8} = 0$$

Con la relación $\frac{f_o * F_a}{C_o} = 0$, y empleando el catálogo (Rodamientos FAG , 2000) Tabla 17, se selecciona un valor para $e = 0,22$ y $x = 1$

Tabla 17. Factores radiales y axiales para rodamientos de bolas.

$\frac{f_o \cdot F_a}{C_o}$	▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas														
	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamientot C4						
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Fuente: (Rodamientos FAG , 2000)

$$P = x * F_r$$

$$P = 1 * 574,78 N$$

Se calcula la vida nominal en revoluciones:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p [10^6 \text{ revoluciones}]$$

Se emplea el exponente de vida para rodamientos de bola $p = 3$

$$L = \left(\frac{12200N}{574,78 N} \right)^3 [10^6 \text{ revoluciones}]$$

$$L = 9562,56 * 10^6 \text{ revoluciones}$$

También se determina la vida nominal del rodamiento en horas, donde (n) se identifica como la frecuencia de giro del eje en RPM:

$$L_h = \frac{L}{n * 60}$$

$$L_h = \frac{9562,56 * 10^6}{1 * 60} [\text{horas}]$$

$$L_h = 159,37 * 10^6 [\text{horas}]$$

Luego se calcula el factor de velocidad (fn), Ecuación 62:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 \frac{1}{3}}{1}} = 2,22$$

Desde en catálogo se encuentra el factor de esfuerzo dinámico recomendado (fl) para el tipo de mecanismo diseñado:

Tabla 18. Factores de esfuerzo dinámico (fl) recomendado en función del mecanismo.

Lugar de aplicación.	Valor f_l que debe alcanzarse
Centrifugadoras	2,5 ... 3
Grandes batidoras.	3,5 ... 4

Fuente: (Rodamientos FAG , 2000)

El mecanismo diseñado se considera como una batidora por lo que se toma un valor medio para (fl =3,75), y se procede a encontrar el (fl) calculado para comprobar que se cumpla la siguiente relación:

$$f_{l \text{ calculado}} \geq f_{l \text{ recomendado}}$$

Calculando el factor de esfuerzo dinámico se tiene:

$$f_l = \frac{12200 N}{574,78 N} * 2,22 \geq 3,75$$

$$47,12 \geq 3,75$$

6.6. Geometría de la paleta.

De acuerdo al tipo de agitador seleccionado mediante el método Scoring se propone diseñar un agitador con paletas rectangulares distribuidas a lo largo de un eje, la Figura 45 muestra el agitador para el mecanismo.

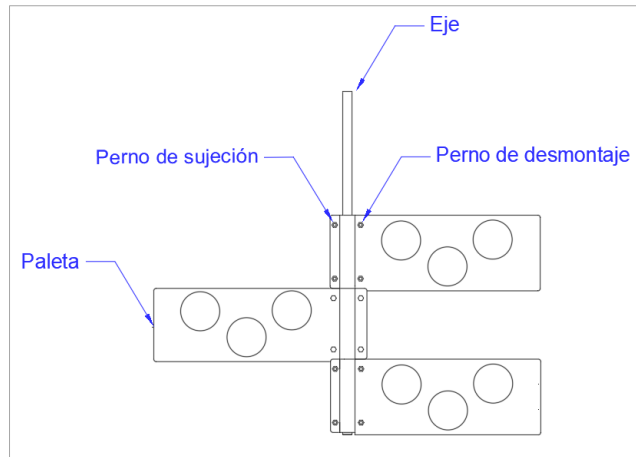


Figura 45. Modelo de agitador para el mecanismo.
Fuente: (Autor)

La paleta propuesta es una placa rectangular de acero inoxidable SAE 304, para disminuir la presión provocada por la mezcla durante el batido se propone hacer orificios de tal manera que se reduzca la superficie, la longitud de la paleta se define en función del radio del recipiente de tal manera que al rotar no exista fricción alguna. Véase la Figura 46.

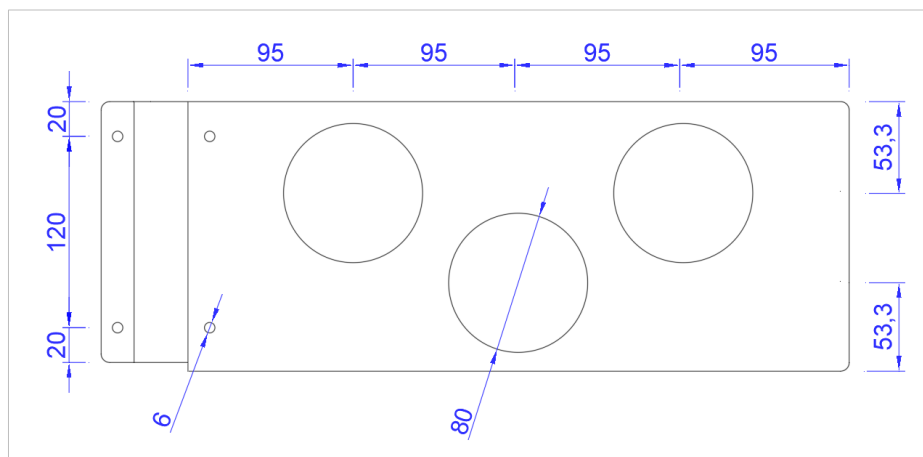


Figura 46. Geometría de la paleta.
Fuente: (Autor)

Se propone diseñar el agitador con tres paletas dispuestas una sobre otra con un ángulo de desfase de 120 grados, el ancho de cada paleta se define empleando como referencia la altura máxima de llenado de la mezcla dentro del recipiente:

$$h_{llenadomezcla} = \frac{V_{bruto}}{\pi(r_{recipiente})^2}$$

$$h_{llenadomezcla} = \frac{0,25 \text{ m}^3}{\pi(0,40\text{m})^2}$$

$$h_{llenadomezcla} = 0,55\text{m}$$

Se calcula la altura de cada paleta

$$h_{paleta} = \frac{h_{llenadomezcla}}{\#paletas}$$

$$h_{paleta} = \frac{0,55m}{3}$$

$$h_{paleta} = 0,1833m$$

Para que las paletas se puedan sumergir dentro de la mezcla en su totalidad se reduce a 0,16 m el ancho de cada una.

6.7. Cálculo de la potencia requerida para seleccionar el motorreductor.

El mecanismo requiere de un alimentador de potencia (motor) que posea un sistema de transmisión con la frecuencia de giro adecuada para el agitador, en este caso el agitador no debe sobrepasar la velocidad lineal de 0,9 m/s obtenidos a partir de otras máquinas mezcladoras de productos alimenticios.

Área de cada paleta.

$$A_{paleta} = l_{paleta} * a_{paleta}$$

l_{paleta} = longitu de paleta

a_{paleta} = ancho de la paleta 0,16m

$$A_{paleta} = 0,385m * 0,16m$$

$$A_{paleta} = 0,0608m^2$$

Se propone realizar 3 orificios distribuidos uniformemente en toda el área de la paleta, el radio propuesto para el orificio es de 0,04m.

$$A_{orificios} = \pi * (r_{orificiopaleta})^2 * 3$$

$$A_{orificios} = \pi * 0,04^2 * 3$$

$$A_{orificios} = 0,015m^2$$

Área de barrido de la paleta.

$$A_{barridopaleta} = A_{paleta} - A_{orificios}$$

$$A_{barridopaleta} = 0,0608m^2 - 0,015m^2$$

$$A_{barridopaleta} = 0,046m^2$$

Se calcula la fuerza de fricción que se generará entre la mezcla y la paleta durante el proceso de batido, esta fuerza se denomina fuerza de arrastre en la paleta.

$$F_{arrastre} = \frac{1}{2} * C_D * A_{barridopaleta} * \rho_{mezcla} * (v_{lineal})^2$$

El coeficiente de arrastre se determina mediante el cálculo del factor Alpha:

$$\alpha = \frac{a}{b}$$

$$\alpha = \frac{0,38m}{0,16m}$$

$$\alpha = 2,37 \approx 4$$

Con la relación $\alpha = \frac{a}{b}$ se selecciona un valor para C_D , de la

$$C_D = 1,17$$

Se determina la densidad de la mezcla, para ello se realiza ensayos ya se aplica el método de Stokes, los desarrollos de los ensayos se resumen en el Anexo.

$$\rho_{mezcla} = 1326 \frac{kg}{m^3}$$

Así mismo se propone una velocidad lineal en la punta de la paleta de 0,9 m/s a partir de la matriz descrita en la Tabla 3, en esta tabla se resume las especificaciones técnicas de otras máquinas batidoras para productos alimenticios ya construidas.

$$v_{lineal} = 0,9 \frac{m}{s} \rightarrow \text{velocidad lineal en la punta de la paleta}$$

$$l_{paleta} = 0,38 m \rightarrow \text{radio de giro del agitador}$$

Se determina la velocidad angular del agitador

$$w_{agitador} = \frac{v_{lineal}}{l_{paleta}}$$

$$w_{agitador} = \frac{0,9m/s}{0,38m}$$

$$w_{agitador} = 2,36 \frac{rad}{s}$$

$$w_{agitador} = 22,54 rpm$$

Se determina la fuerza de arrastre:

$$F_{arrastre} = \frac{1}{2} (1,17)(0,046m^2) \left(1326 \frac{kg}{m^3}\right) \left(0,45 \frac{m}{s}\right)^2$$

$$F_{arrastre} = 16,057 N$$

Se determina la presión generada por la mezcla sobre la paleta durante el batido (presión dinámica), se encuentra en función de la densidad de la mezcla y de la velocidad de giro de la paleta:

$$P_{dinámica} = \frac{\rho_{mezcla} * (v_{lineal})^2}{2}$$

$$P_{dinámica} = \frac{\left(1326 \frac{Kg}{m^3}\right) \left(0,45 \frac{m}{s}\right)^2}{2}$$

$$P_{dinámica} = 298,35 Pa$$

Empleando la presión dinámica se calcula la fuerza que la paleta ejerce sobre la mezcla durante el batido, se denomina fuerza dinámica.

$$F_{dinámica} = P_{dinámica} * A_{barridopaleta}$$

$$F_{dinámica} = (298,35 Pa)(0,046 m^2)$$

$$F_{dinámica} = 13,7241 N$$

Adicionalmente se determina la fuerza de empuje que requiere cada paleta para que esta pueda desplazar la mezcla durante el batido;

$$F_{empuje} = F_{arrastre} + F_{dinámica}$$

$$F_{empuje} = 16,057 N + 13,7241 N$$

$$F_{empuje} = 29,7811 N$$

Fuerza total requerida por las paletas.

$$F_{total} = F_{empuje} * 3 paletas$$

$$F_{total} = 29,7811 N * 3$$

$$F_{total} = 89,3433 N$$

Pérdidas por fricción durante el batido.

Durante el batido de la mezcla se generan pérdidas por fricción entre la punta de la paleta y la pared del recipiente, la Figura 47 ilustra un esquema detallado del comportamiento de la mezcla en el funcionamiento del mecanismo.

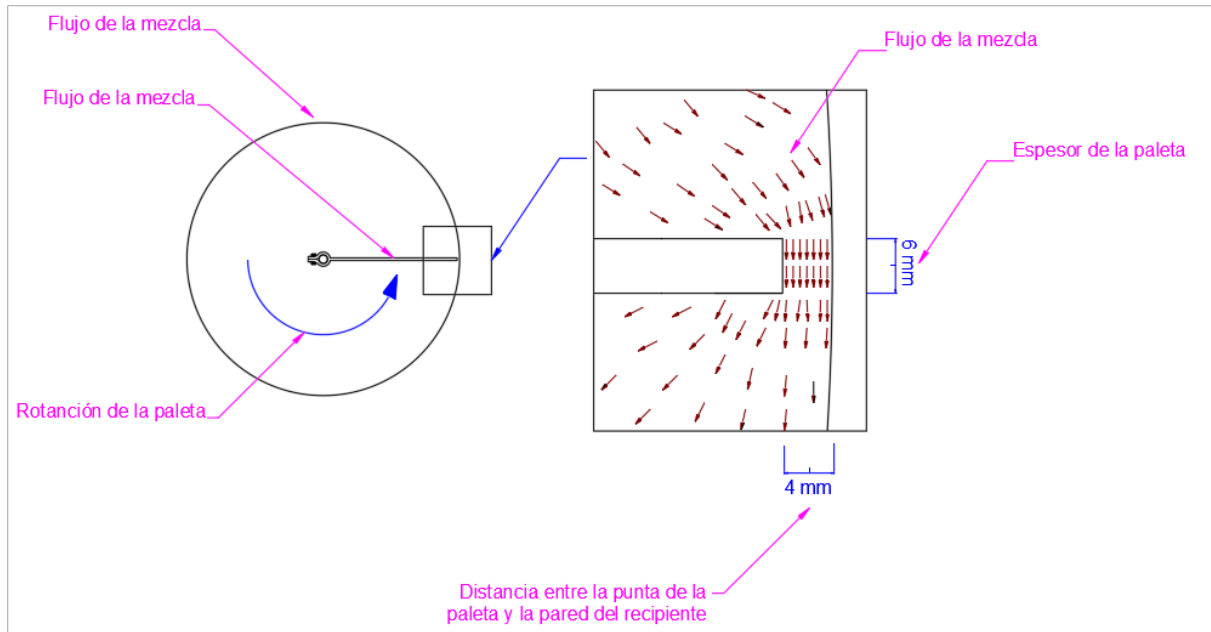


Figura 47. Localización de las pérdidas por fricción.
Fuente: (Autor)

Se calcula el área de pérdidas, esta área se obtiene desde la vista lateral del espacio existente entre la punta de la paleta y la pared del recipiente.

$$A_{pérdidas} = a_{paleta} * s$$

$$A_{pérdidas} = (0,16m)(0,004m)$$

$$A_{pérdidas} = 6,4 \times 10^{-4} m^2$$

Luego se calcula el caudal de mezcla que pasa por el área de pérdidas:

$$Q_{pérdidas} = A_{pérdidas} * v_{lineal}$$

$$Q_{pérdidas} = 6,4 \times 10^{-4} m^2 * 0,9 \frac{m}{s}$$

$$Q_{pérdidas} = 5,76 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

A continuación, se determina las pérdidas por fricción de acuerdo al método propuesto en (Mott, 2009):

$$h_L = k \left(\frac{v_{lineal}^2}{2g} \right)$$

$k = \text{factor } k = 1 \text{ como expansión súbita tomado de (Mott, 2009)}$

Por que expansión súbita

$$h_L = 1 \frac{(0,9 \frac{m}{s})^2}{2 * 9,81 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_L = 0,041m$$

Luego se determina la presión con dichas pérdidas asumiendo como si la mezcla fuese un fluido.

$$Pr = \rho_{mezcla} * g * h_L$$

$$Pr = 1326 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 0,041m$$

$$Pr = 533,33 \frac{N}{m^2} \text{ (Pa)}$$

Con la presión y el caudal se calcula las pérdidas de potencia generadas por la fricción de la mezcla con la punta de las 3 paletas

$$Pot_{pérdidas} = Pr * Q_{pérdidas} * \#paletas$$

$$Pot_{pérdidas} = 533,33 \frac{N}{m^2} * 6,410^{-4} \frac{m^3}{s} * 3$$

$$Pot_{pérdidas} = 1,02 W$$

Se calcula la potencia que el eje del agitador deberá suministrar a las 3 paletas:

$$Pot_{eje} = F_{Total} * v_{linealcentrogeométricopaleta}$$

$$Pot_{eje} = 89.3433 N \left(0,45 \frac{m}{s} \right)$$

$$Pot_{eje} = 40,2045 W$$

Empleando la potencia en el eje se determina la potencia total:

$$Pot_{total} = Pot_{eje} + Pot_{pérdidas}$$

$$Pot_{total} = 40,2045 W + 1,02 W$$

$$Pot_{total} = 41,2045 W$$

Finalmente, se determina la potencia de diseño usando un factor de servicio en función del tipo de motor, tipo de máquina y tiempo de trabajo, este factor se selecciona en la Tabla

1

$$Pot_{motor} = Pot_{total} * fs$$

$$Pot_{motor} = 41,2045 W * 1,5$$

$$Pot_{diseño} = 61,80 W \approx \frac{1}{4} HP \rightarrow \text{Potencia de diseño, motorreductor comercial.}$$

6.8. Selección de motorreductor.

El motorreductor seleccionado es de 1/4hp con un reductor que proporcione una frecuencia de giro entre de 25 RPM, esta selección se realizó a partir del catálogo (Rossi.S.p.A, 2018)


COAXIAL GEAR REDUCERS AND GEARMOTORS E SERIES		
Potencia	P1	≤ 186 W
Nominal Torque	TN2	≤ 75 Nm
Relación de transmisión		1750 rpm / 70.
		

Figura 48. Motorreductores
Fuente: (Rossi.S.p.A, 2018)

6.9. Diseño del eje para el agitador.

El eje para el agitador se diseña empleando el torque proporcionado a la salida del motorreductor, este torque es mayor al torque requerido para batir la mezcla (debido al factor de servicio), se aplica el método de diseño por el momento torsor y flector máximo. Se determina el torque requerido por cada paleta del agitador para que este pueda vencer la fuerza que se opone al giro por causa del contacto con la mezcla, el torque se determina el punto medio a lo largo de la paleta $l_{paleta}/2$, la Figura 49 muestra un esquema abreviado del eje.

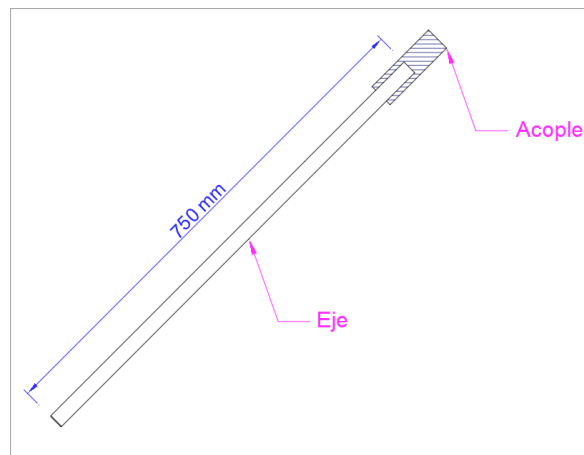


Figura 49. Eje del agitador.
Fuente: (Autor)

$$\tau_{paletas} = F_{Total} * \frac{l_{paleta}}{2} * \#paletas$$

$$\tau_{paletas} = 89.3433 \text{ N} * \frac{0,38\text{m}}{2} * 3 = 50,9268 \text{ Nm}$$

Del catálogo (Rossi.S.p.A, 2018) se obtiene 25 rpm = 2,62 rad/s para el reductor seleccionado, por lo tanto, el torque del motorreductor es:

$$\tau_{motorreductor} = \frac{Pot_{motorreductor}}{W_{ejemotorreductor}}$$

$$\tau_{motorreductor} = \frac{186,4 \text{ W}}{2,62 \text{ rad/s}} = 71,15 \text{ Nm}$$

El material empleado para el diseño del eje es acero inoxidable SAE 304, este material posee bajo contenido de carbono, resiste a la corrosión hasta 300°C, resiste al efecto corrosivo del ambiente, vapor, agua y ácidos, su aplicación es recomendada para industria alimenticia, la Tabla 19 detalla sus propiedades mecánicas y los diámetros estandarizados son: 3/16", 1/4", 5/16", 3/8", 1/2", 5/8", 3/4", 1", 1.1/4", 1.1/2", 2", 3", 4", 5", 6".

Tabla 19. Propiedades mecánicas del acero inoxidable.

PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO INOXIDABLE AISI 304			
RESISTENCIA MECÁNICA	PUNTO DE FLUENCIA	ELONGACIÓN	DUREZA ROCKWELL B
520	220	20	249 - 278

Fuente: (DIPAC, 2016)

La Figura 50 detalla un diagrama de cuerpo libre y los puntos de actuación de los torques en todo el largo del eje.

$$\tau_{porpaleta} = \frac{\tau_{motorreductor}}{3}$$

$$\tau_{porpaleta} = \frac{71,15 \text{ Nm}}{3}$$

$$\tau_{porpaleta} = 23,75 \text{ Nm}$$

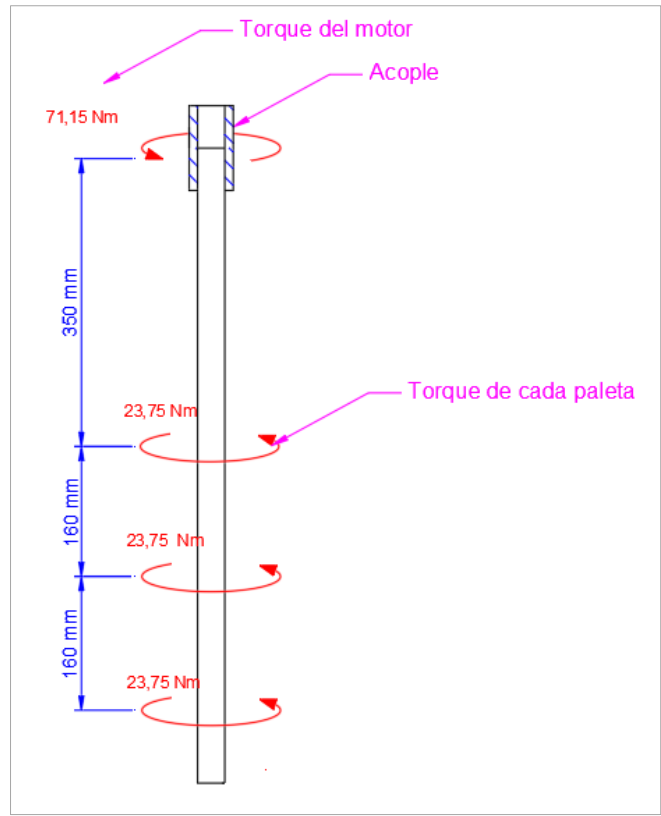


Figura 50. Diagrama eje de agitador.
Fuente: (Autor)

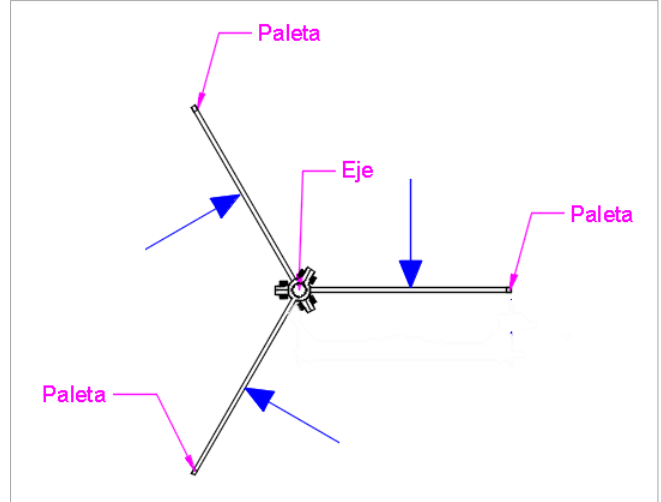


Figura 51. Vista superior del agitador y disposición de fuerzas sobre las paletas.
Fuente: (Autor)

A continuación, se describen algunos parámetros necesarios para el cálculo del eje:

Longitud del eje = 0,75m

Material = Acero inoxidable SAE 304

n_s 2,5 = factor de seguridad para cargas dinámicas tomado del libro (Mott, 2009) .

Esfuerzo a la fluencia $\sigma_y = 220$ MPa.

Se calcula el esfuerzo permisible a la torsión mediante:

$$\tau_{\text{permisiblealatorsi3n}} = \frac{\tau_{\text{alatorsi3n}}}{n_s}$$

Se tiene:

$$\tau_{\text{alatorsi3n}} = 0,57\sigma_y$$

Por lo tanto.

$$\tau_{\text{alatorsi3n}} = 0,57 * 220MPa$$

$$\tau_{\text{alatorsi3n}} = 125,4MPa$$

Se calcula el esfuerzo permisible a la torsi3n, teniendo.

$$\tau_{\text{permisiblealatorsi3n}} = \frac{125,4MPa}{2,25}$$

$$\tau_{\text{permisiblealatorsi3n}} = 55,73 MPa$$

Aplicando la f3rmula para c3lculo de ejes por torsi3n simple se tiene:

$$\tau_{\text{permisiblealatorsi3n}} = \frac{T_{\text{m3xeje}} * r_{\text{eje}}}{J}$$

$$J = \frac{\pi r^4}{2}$$

Despejando el radio del eje se tiene:

$$r_{\text{eje}} = \sqrt[3]{\frac{T_{\text{m3xeje}}}{\frac{\pi}{2} \tau_{\text{permisiblealatorsi3n}}}}$$

$$r_{\text{eje}} = \sqrt[3]{\frac{71,15 Nm}{\frac{\pi}{2} * 55,7 \times 10^6 Pa}} = 0,00933m$$

Con el radio calculado se determina el di3metro.

$$D_{\text{eje}} = r_{\text{eje}} * 2$$

$$D_{\text{eje}} = 9,33mm * 2$$

$$D_{\text{eje}} = 18,66mm \approx \frac{3}{4} \text{ pulgadas}$$

Finalmente se realiza una simulaci3n mec3nica para apreciar de mejor manera el punto de mayor desviaci3n angular por efecto de la torsi3n experimentada durante el batido de la mezcla, la Figura 52 muestra la imagen resultante.

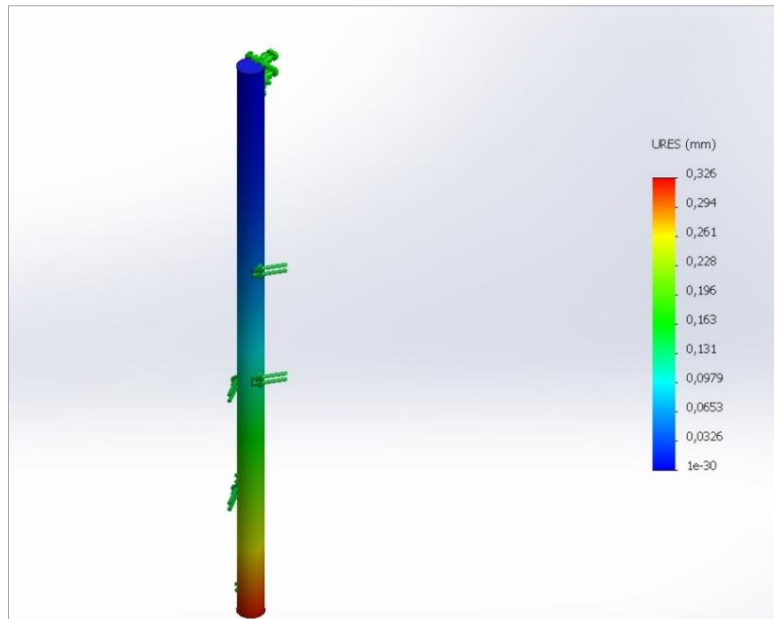


Figura 52. Simulación-rigidez torsional.
Fuente: (Autor)

6.10. Espesor de paletas.

El espesor de cada paleta se calcula empleando el torque total proporcionado por el motorreductor seleccionado, la Figura 53 muestra una vista superior de la disposición de las paletas dentro del recipiente, a continuación, se desarrolla el procedimiento de cálculo requerido:

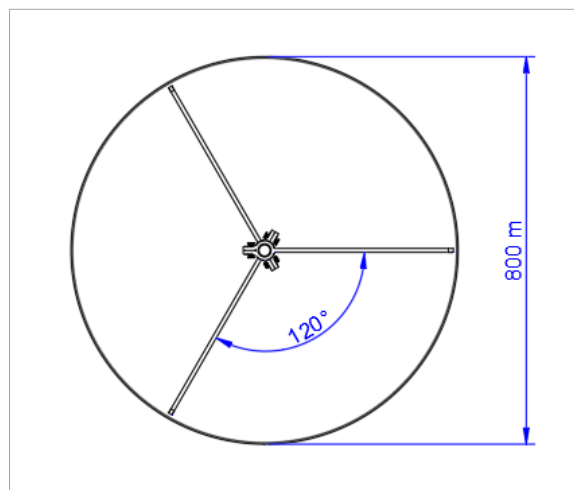


Figura 53. Disposición de paletas dentro del recipiente-vista superior.
Fuente: (Autor)

Se determina el esfuerzo permisible del material a partir del esfuerzo de fluencia para el acero inoxidable SAE 304 tomado de la Tabla 21, con ello se determina la sección requerida para la paleta, el procedimiento requiere efectuar el cálculo donde se encuentran los orificios es decir para cada una de las zonas más críticas, se calcula por resistencia y por rigidez.

$$\sigma_{permisible} = \frac{\sigma_{fluencia}}{n_s}$$

$n_s = 2,5$ factor de seguridad tabla elementos para agitadores de (Mott, 2009).

$\sigma_{fluencia} = 220 \text{ Mpa}$ tomado de la Tabla 21

$E = \text{Módulo de rigidez } 210 \text{ GPa}$

$$\sigma_{permissible} = \frac{220 \text{ Mpa}}{2,5} = 88 \text{ Mpa}$$

Sección 1.

La figura muestra el diagrama para el cálculo de la sección 1.

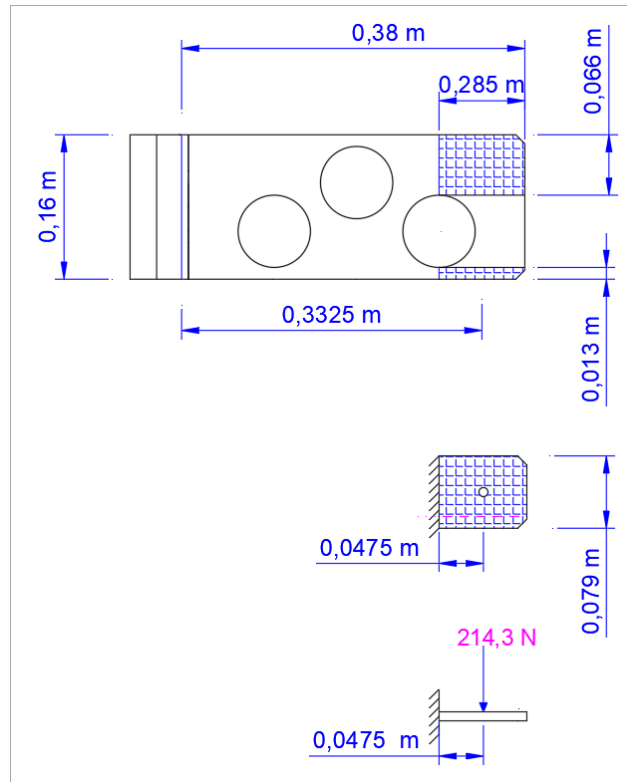


Figura 54. Disposición de fuerzas sobre el primer tramo de la paleta.
Fuente: (Autor)

- **Cálculo por resistencia para el primer tramo de la paleta.**

$$F_{tramo1} = \frac{71,15 \text{ Nm}}{0,3325 \text{ m}} = 214,307 \text{ N}$$

$$M_{flectortramo1} = F_{tramo1} * L_{palanca1}$$

$$M_{flectortramo1} = 214,307 \text{ N} * 0,0475 \text{ m} = 10,18 \text{ Nm}$$

$$e_{paleta1} = \sqrt{\frac{6 * \frac{10,18 \text{ Nm}}{88 * 10^6}}{0,079 \text{ m}}}$$

$$e_{paleta1} = 0,003 \text{ m} = 3 \text{ mm}$$

- Cálculo por rigidez para el primer tramo de la paleta.

$$y_{\text{máx}} = \frac{F_{\text{tramo}} * l_{\text{tramo}}^4}{8 * E * I}$$

$$e_{\text{paleta1}} = \sqrt[3]{\frac{12 * F_{\text{tramo1}} * l_{\text{tramo1}}^4}{8 * E * b * y_{\text{máx}}}}$$

$$e_{\text{paleta1}} = \sqrt[3]{\frac{12 * 214,307 \text{ N} * (0,0475\text{m})^4}{8 * 210 * 10^9 * 0,079\text{m} * 0,00001\text{m}}}$$

$$e_{\text{paleta1}} = 0,0008 \text{ m} = 0,8\text{mm}$$

Sección 2.

La figura muestra el diagrama para el cálculo de la sección 2.

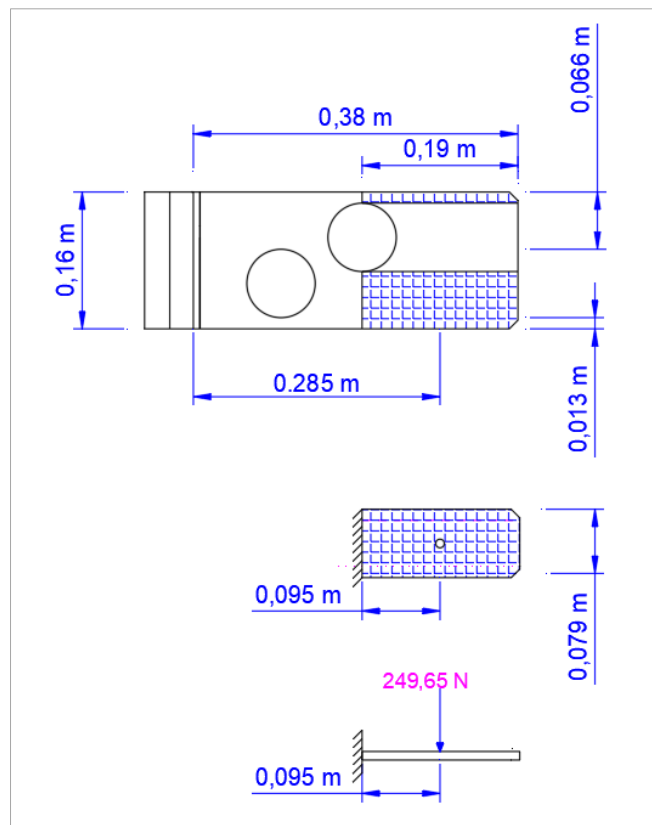


Figura 55. Disposición de fuerzas sobre el segundo tramo de la paleta.
Fuente: (Autor)

Cálculo por resistencia para el segundo tramo de la paleta.

$$F_{\text{tramo2}} = \frac{71,15 \text{ Nm}}{0,285 \text{ m}}$$

$$F_{\text{tramo2}} = 249,65 \text{ N}$$

$$M_{flectortramo2} = F_{tramo2} * L_{palanca2}$$

$$M_{flectortramo2} = 249,65 \text{ N} * 0,095 \text{ m}$$

$$M_{flectortramo2} = 23,71 \text{ Nm}$$

$$e_{paleta2} = \sqrt{\frac{6 * \frac{23,71 \text{ Nm}}{88 * 10^6}}{0,079 \text{ m}}}$$

$$e_{paleta2} = 0,00452 \text{ m} = 4,52 \text{ mm}$$

Cálculo por rigidez para el segundo tramo de la paleta.

$$y_{\text{máx}} = \frac{F_{tramo} * l_{tramo2}^4}{8 * E * I}$$

$$e_{paleta2} = \sqrt[3]{\frac{12 * F_{tramo2} * l_{tramo2}^4}{8 * E * b * y_{\text{máx}}}}$$

$$e_{paleta2} = \sqrt[3]{\frac{12 * 249,65 \text{ N} * (0,095 \text{ m})^4}{8 * 210 * 10^9 * 0,079 \text{ m} * 0,0002 \text{ m}}}$$

$$e_{paleta1} = 0,00209 \text{ m}$$

$$e_{paleta1} = 2 \text{ mm}$$

Sección 3.

La figura muestra el diagrama para el cálculo de la sección 3.

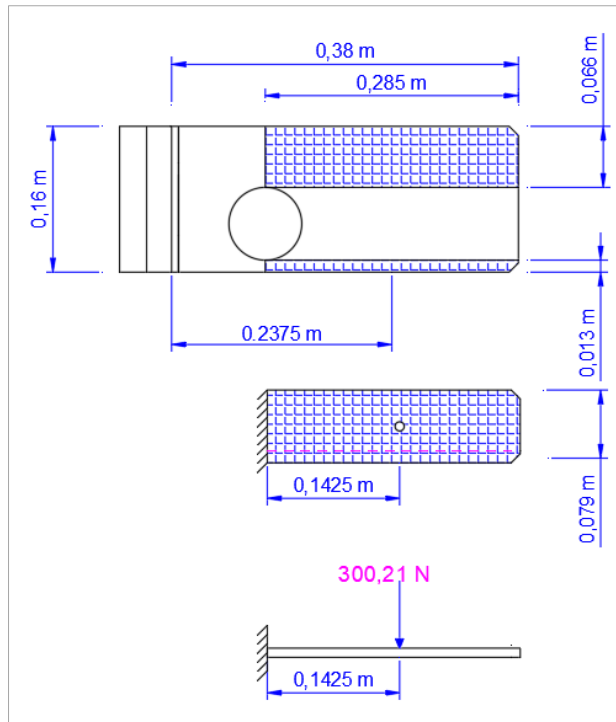


Figura 56. Disposición de fuerzas sobre el tercer tramo de la paleta.
Fuente: (Autor)

Cálculo por resistencia para el tercer tramo de la paleta.

$$F_{tramo2} = \frac{71,15 \text{ Nm}}{0,237 \text{ m}}$$

$$F_{tramo2} = 300,21 \text{ N}$$

$$M_{flectortramo2} = F_{tramo2} * L_{palanca2}$$

$$M_{flectortramo2} = 300,21 \text{ N} * 0,1425 \text{ m}$$

$$M_{flectortramo2} = 42,78 \text{ Nm}$$

$$e_{paleta2} = \sqrt{\frac{6 * \frac{42,78 \text{ Nm}}{88 * 10^6}}{0,079 \text{ m}}}$$

$$e_{paleta2} = 0,00607 \text{ m} = 6 \text{ mm}$$

Cálculo por rigidez para el tercer tramo de la paleta.

$$y_{\text{máx}} = \frac{F_{tramo} * l_{tramo3}^4}{8 * E * I}$$

$$e_{paleta3} = \sqrt[3]{\frac{12 * F_{tramo1} * l_{tramo3}^4}{8 * E * b * y_{\text{máx}}}}$$

$$e_{paleta3} = \sqrt[3]{\frac{12 * 300,21 \text{ N} * (0,1425 \text{ m})^4}{8 * 210 * 10^9 * 0,079 \text{ m} * 0,0002 \text{ m}}}$$

$$e_{paleta3} = 0,0036 \text{ m} = 3,6 \text{ mm}$$

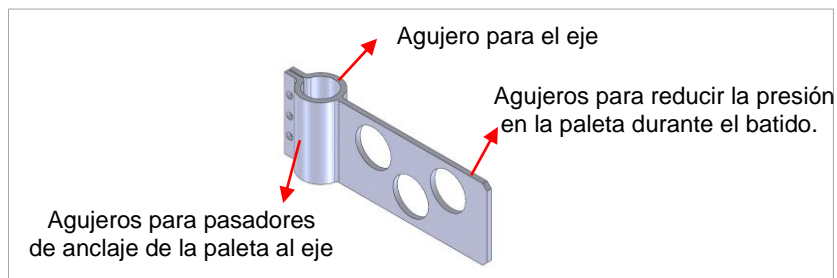


Figura 57. Diseño de la paleta en 3D.
Fuente: (Autor)

La Tabla 20 resume los espesores calculados para la paleta mediante dos métodos, a partir de esta matriz se selecciona el mayor espesor para el diseño de la paleta a emplear.

Tabla 20. Espesores de paleta calculados en diferentes secciones.

ESPESORES CALCULADOS PARA LA PALETA (mm)			
Método de cálculo	Tramo 1	Tramo 2	Tramo 3
Por resistencia	3,1	4,52	6,07
Por rigidez	0,8	2,09	3,6

Fuente: (Autor)

6.11. Selección de pernos para la sujeción de paletas al eje.

Se realiza el cálculo del número de pernos que se requieren para un factor de carga igual a 2 donde los pernos pueden reutilizarse cuando se separe la unión recomendado por Budynas & Nisbett (2008).

Se propone un diámetro para el perno de 6 mm

Se determina la longitud de agarre $l = 12 \text{ mm}$ (0,236 pulg) dada por la suma de los espesores de las placas a juntar, luego a partir de la Tabla 29 se determina el espesor de la tuerca en función de diámetro recomendado para el perno.

El espesor de la tuerca obtenido es $7/32 \text{ pulg}$. Según (Budynas & Nisbett, 2008) y de acuerdo a la se deben agregar dos roscas más allá de la tuerca $2/20 \text{ pulg}$ y se obtiene una longitud del perno:

$$L_{perno} = 0,236 + \frac{7}{32} + \frac{2}{20}$$

$$L_{perno} = 0,5547 \text{ pulg}$$

De la Tabla 32 se obtiene el tamaño de perno fraccionario es $L = 0,625 \text{ pulg}$, empleando las ecuaciones del caso se determina la longitud de rosca:

$$L_T = 2 * D_{perno} + \frac{1}{4} \text{ pulg} \quad \text{cuando } \leq 6 \text{ Pulg}$$

$$L_T = 2 * \frac{1}{4} + \frac{1}{4} \text{ pulg}$$

$$L_T = 0,75 \text{ pulg}$$

Con ello la longitud de la porción no roscada en el agarre se determina mediante:

$$l_d = L - L_T$$

$$l_d = 0,75 \text{ pulg} - 0,75 \text{ pulg} = 0 \text{ pulg}$$

Luego se calcula la longitud roscada en el agarre

$$l_t = l - l_d$$

$$l_t = 0,236 - 0 = 0,236 \text{ pulg.}$$

De la Tabla 32 se determina:

$$A_t = 0,0269 \text{ pulg}^2$$

El área del diámetro mayor es:

$$A_d = \frac{\pi(\text{Diámetro mayor nominal})^2}{4}$$

$$A_d = \frac{\pi(0,25)^2}{4} = 0,049 \text{ pulg}^2$$

Por lo tanto, la rigidez del perno es

$$k_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d}$$

$$k_b = \frac{0,049 \text{ pulg}^2 * 0,0269 \text{ pulg}^2 * 30}{0,049 \text{ pulg}^2 * 0,236 \text{ pulg.} + 0,0269 \text{ pulg}^2 * 0 \text{ pulg}}$$

$$k_b = 3,41 \frac{\text{Mlbf}}{\text{pulg}}$$

De la Tabla 32 para el acero inoxidable se debe usar $E = 30 \text{ Mpsi}$. La rigidez de los elementos, es:

$$k_m = \frac{0,5774 * \pi * E * D_{perno}}{2 * \ln \left(5 * \frac{0,5774 * l + 0,5 * D_{perno}}{0,5774 * l + 2,5 * D_{perno}} \right)}$$

$$k_m = \frac{0,5774 * \pi * 30 * \frac{1}{4}}{2 * \ln \left(5 * \frac{0,5774 * 0,79 + 0,5 * \frac{1}{4}}{0,5774 * 0,79 + 2,5 * \frac{1}{4}} \right)}$$

$$k_m = 8,5 \frac{Mlbf}{pulg}$$

Luego se determina la constante de rigidez:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$C = \frac{3,41}{3,41 + 8,5}$$

$$C = 0,3 \frac{Mlbf}{pulg}$$

De la Tabla 36 $S_p = 185 \text{ kpsi}$. Después, mediante las ecuaciones propuestas se encuentra que la precarga recomendada:

$$F_i = 0,75 * A_t * S_p$$

$$F_i = 0,75 * 0,0269 * 70$$

$$F_i = 1,41 \text{ Kip}$$

Finalmente, de calcula el número de pernos:

$$N = \frac{C * n * P}{s_p * A_t - F_i}$$

$$N = \frac{0,3 * 2 * 0,02}{70 * 0,0269 - 1,41} = 0,025 \approx 1 \text{ tornillo}$$

Como resultado se obtiene un valor bastante pequeño e inferior a 1, la razón es porque la carga es muy pequeña, sin embargo, al estar cada paleta conformada por dos piezas se propone emplear un perno de sujeción y otro para montaje y desmontaje, adicionalmente se sugiere emplear dos pernos más de tal manera que se puedan instalar en cada paleta dos pernos en la parte superior y dos pernos en la parte inferior.

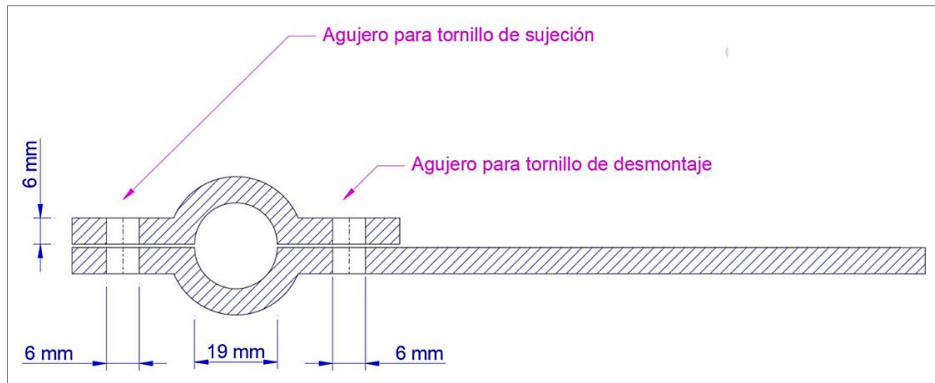


Figura 58. Sujeción de las paletas al eje.
Fuente: (Autor)

6.12. Selección de acople.

Se elige un acople para articular el agitador con el motorreductor, este elemento permite montar y desmontar fácilmente las paletas para las actividades de limpieza y mantenimiento.

Cálculo del torque de diseño:

$$T_{dis} = T_{motorreductor} * fs$$

$$T_{motorreductor} = \text{Torque del motorreductor.}$$

fs = factor de servicio para ejes de agitadores de **Tabla 28 Anexo 1**,

$$T_{dis} = 71,15 Nm * 1,25$$

$$T_{dis} = 88,9375 Nm$$

Con el torque de diseño se selecciona un acople desde el catálogo TIMKEN (2020),
Figura 59.



Figura 59. Acople para articular motorreductor-agitador.
Fuente: (TIMKEN, 2020)

6.13. Diseño de la estructura para el mecanismo.

La estructura que sostiene el mecanismo está compuesta por columnas y vigas de hierro. Se propone el uso de tubo cuadrado ASTM, de 75 mm y 100mm, el espesor de la pared se calcula a continuación. La Figura 60 detalla cada una de las partes de la estructura diseñada.

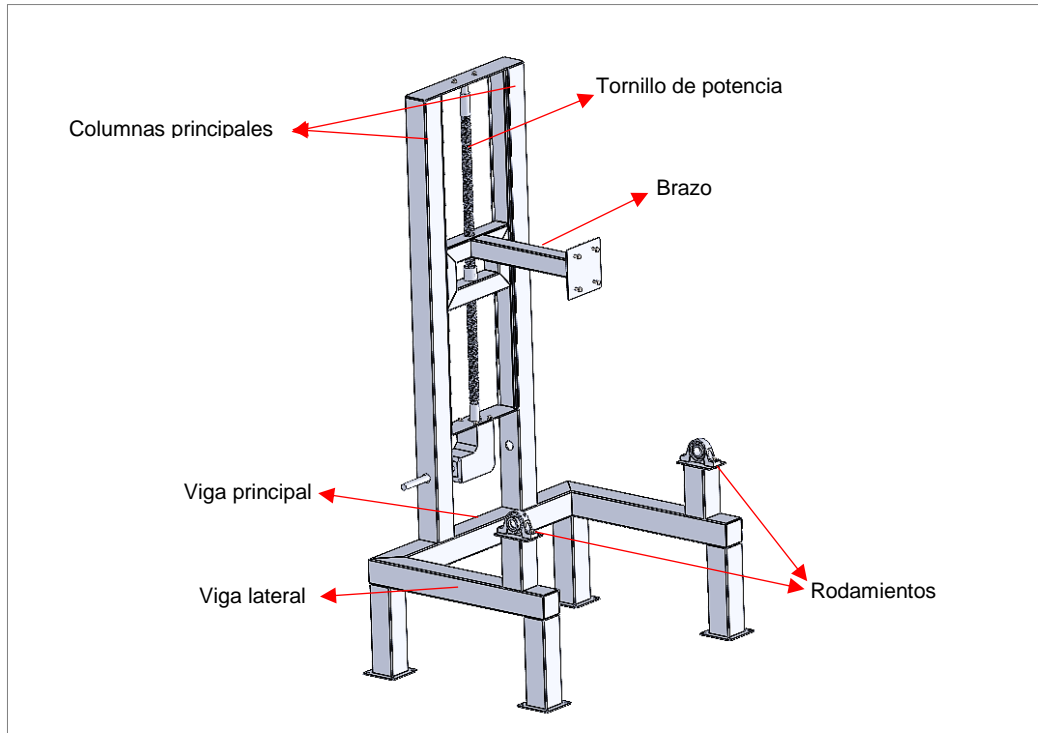


Figura 60. Estructura del mecanismo en tubo de hierro.
Fuente: (Autor)

Tabla 21. Descripción propiedades geométricas tubo de hierro cuadrado.

DIMENSIONES		ESPESOR	PESO TEÓRICO
mm	pulgadas	mm	Kg/m
75*75	3" * 3"	2	4,500
100*100	4" * 4"	2	6,165

Fuente: (Autor)

6.13.1. Cálculo del brazo que sujeta el motorreductor y agitador.

Se determina el peso de los componentes sostenidos por el brazo (motorreductor y agitador) y se propone el uso de tubo de hierro cuadrado de 75 mm (SAE J 403 1008-NEGRO), la Figura 61 detalla la disposición de cada uno de los componentes que se encuentran articulados al brazo de estudio.

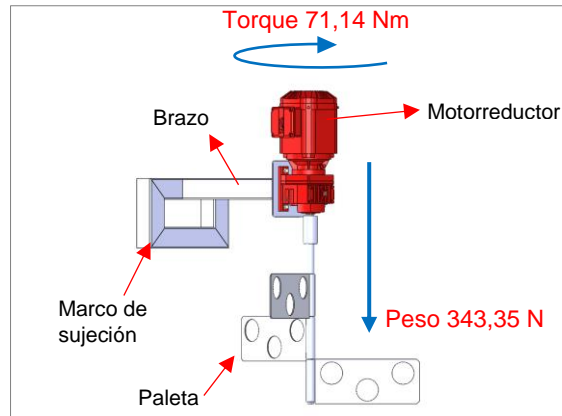


Figura 61. Elementos que conforman la carga sostenida por el brazo.
Fuente: (Autor)

La carga que soporta el brazo está dada por el momento generado por el motorreductor durante el batido y el peso de los componentes: paletas, eje y motorreductor.

$$F_{conjunto} = 35kg * 9.81 \frac{m}{s^2} = 343,35 N$$

Sumatoria de momentos haciendo centro en el punto (A)

$$\Sigma M_A = 0$$

$$M_A - 343N(0,5) = 171,6Nm$$

$$Mt = \sqrt{M_A^2 + M_m^2}$$

$$Mt = \sqrt{(171,6 Nm)^2 + (71,14 Nm)^2} = 185,76 Nm$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$A_y - 343,6N = 0$$

$$A_y = 343,6N$$

Sumatoria de fuerzas en el eje X:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$A_x + 0 = 0$$

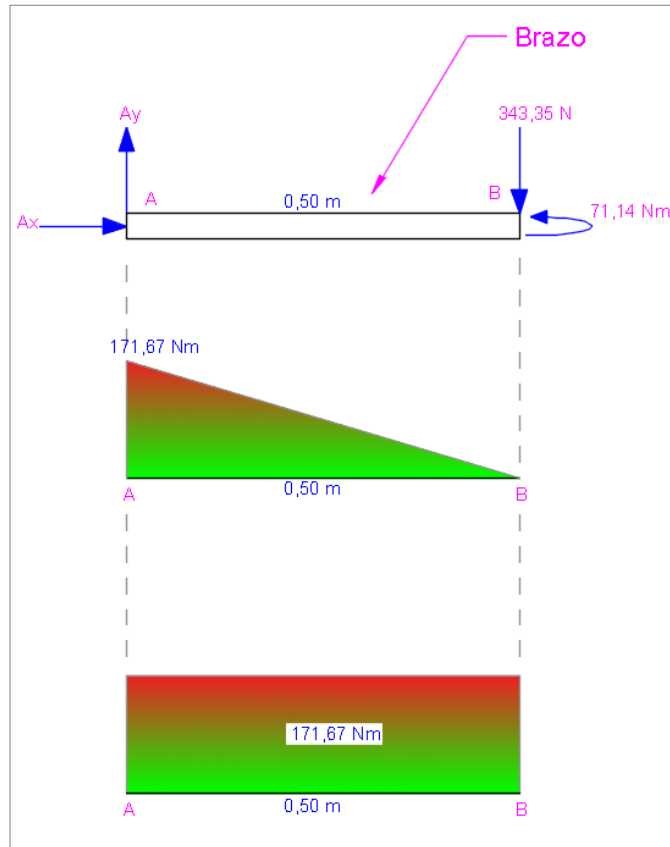


Figura 62. Diagrama de momento cortante y momento flector para el brazo.
Fuente: (Autor)

Se calcula el momento rectangular de inercia del tubo, se propone usar un tubo cuadrado de hierro de 75 mm y 2 mm de espesor.

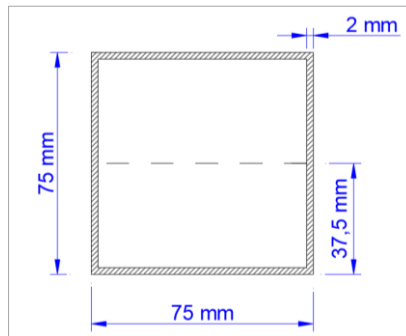


Figura 63. Sección transversal del tubo empleado para la construcción del brazo.
Fuente: (Autor)

$$I = \frac{bh^3}{12} - \frac{b_i h_i^3}{12}$$

$$I = \frac{0,075m * (0,075m)^3}{12} - \frac{0,071m * 0,071m}{12}$$

$$I = 5,2 \times 10^{-7} m^4$$

Se determina el esfuerzo admisible del material, de catálogo se toma el módulo de elasticidad y esfuerzo de fluencia:

$$\sigma_{admisible} = \frac{\sigma_y}{n_s}$$

$\sigma_y =$ Esfuerzo a la fluencia 250MPa de (Colmena., 2014)

$n_s =$ Factor de seguridad 2,5 (Mott, 2009)

$$\sigma_{admisible} = \frac{\sigma_y}{n_s}$$

$$\sigma_{admisible} = \frac{250 * 10^6 Pa}{2,5}$$

$$\sigma_{admisible} = 100x10^6 Pa$$

Luego se calcula el esfuerzo máximo a la tensión ($\sigma_{máxtensión}$):

$$\sigma_{máxtensión} = \frac{M_{máx} * C}{I}$$

Sustituyendo se tiene:

$$\sigma_{máxtensión} = \frac{185,76 Nm * 0,0375m}{5,2x10^{-7}m^4}$$

$$\sigma_{máxtensión} = 13324038,46 \frac{N}{m^2}$$

Se comprueba que el esfuerzo admisible sea mayor o igual al esfuerzo máximo de tensión que soportará el tubo:

$$\sigma_{admisible} \geq \sigma_{máxtensión}$$

$$100x10^6 Pa \geq 13,32x10^6 Pa$$

Adicionalmente es necesario el realizar el cálculo de la deflexión del brazo, de esta manera se determina el desplazamiento vertical que experimentará el motorreductor y agitador.

$$\Delta y_{brazo} = \frac{F_{conjunto} * (L_{brazo})^3}{48 * E * I}$$

$F_{conjunto} =$ Peso del conjunto (motorreductor – agitador)

$E =$ Módulo de elasticidad del material 207 GPa de (Colmena., 2014)

$$\Delta y_{brazo} = \frac{343,35 N * (0,5m)^3}{48 * 207 * 10^9 \frac{N}{m^2} * 5,2x10^{-7}m^4}$$

$$\Delta y_{brazo} = 8,3x10^{-6}m$$

La deflexión que experimentará pequeña, esto quiere decir que el desplazamiento que sufrirá la punta del brazo es inapreciable, por lo tanto no afectará en la alineación del agitador con el recipiente.

6.13.2. Cálculo de tornillo de potencia para el sistema de elevación del agitador.

La máquina batidora requiere de una varilla roscada (tornillo) que permita bajar y elevar de forma ágil y segura el conjunto (motorreductor-agitador), adicionalmente el peso el material empleado para el marco de sujeción, este tornillo se encuentra articulado con una manivela para que pueda ser maniobrado por el operador. El peso aproximado para dimensionar el tornillo es 45 Kg. Véase la Figura 64.

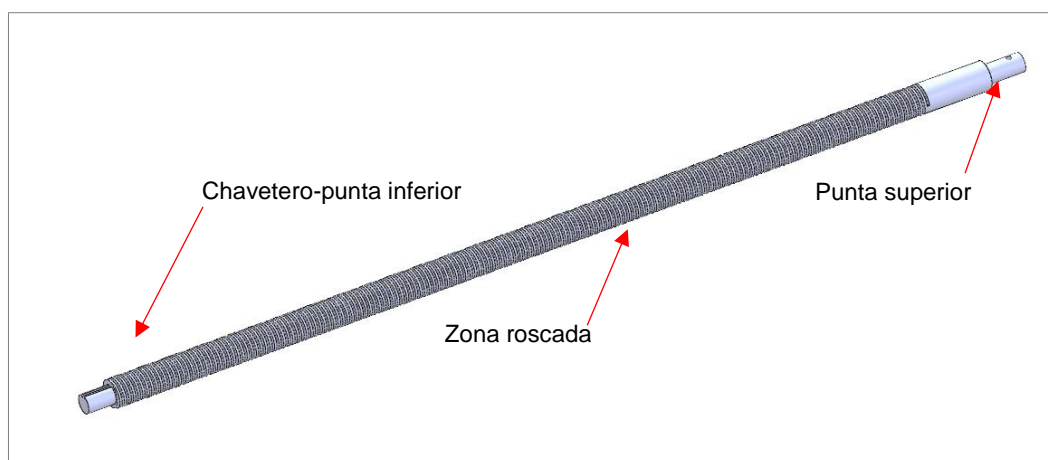


Figura 64. Tornillo de potencia.
Fuente: (Autor)

Se determina la carga que soporta el tornillo:

$$F_{\text{tornillo}} = m_{\text{conjunto-brazo-marco}} * g$$

$$F_{\text{tornillo}} = 45 \text{ Kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{\text{tornillo}} = 441,45 \text{ N}$$

Luego se elige un tornillo a partir de la Tabla 22, el tornillo seleccionado debe poseer un paso que equilibre la velocidad y el torque que se requiere para elevar y bajar el agitador.

Tabla 22. Descripción propiedades geométricas tornillos.

Diámetro Mayor nominal D(pulg)	Roscas por pulg. n	Paso p=l/n (pulg)	Diámetro menor mínimo de paso D _r (pulg)	Diámetro mínimo de paso D _p (pulg)	Área del esfuerzo de tensión A _t (pulg ²)	Área del esfuerzo cortante, A _s (pulg ²) ²
1	5	0,2000	0,7509	0,8726	0,5175	1,493

Fuente: (Mott, 2009)

El tornillo seleccionado posee un diámetro de 0,025 m, los datos que se proporcionan en la Tabla 25:

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{lp}{\pi * Dp}$$

$lp = \text{Paso } 0,2 \text{ plg}$

$Dp = \text{Diámetro de paso } 0,8726 \text{ plg.}$

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{0,20 \text{ plg}}{\pi * 0,8726 \text{ plg}}$$

$$\varphi = 4,17^\circ$$

Luego se calcula el torque para elevar el conjunto (motorreductor, agitador, brazo, marco de sujeción), se emplea un coeficiente de fricción, $\mu = 0,15$. La Figura 65 muestra el diagrama del ángulo de presión de la rosca ACME.

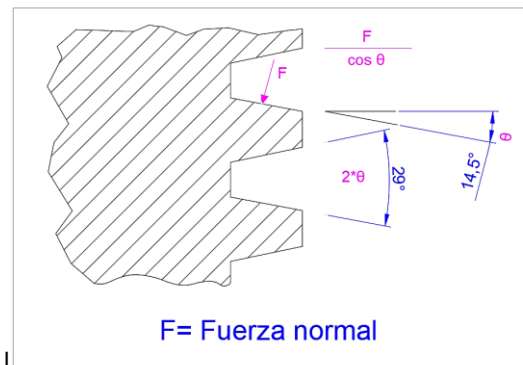


Figura 65. Ángulo de presión de la rosca ACME.

Fuente: (Mott, 2009) Adaptación del autor.

$$T_e = \frac{F_{\text{tornillo}} * Dp}{2} \left[\frac{\cos\theta * \tan\varphi + f}{\cos\theta - f * \tan\varphi} \right]$$

$\theta = \text{Ángulo de presión de tabla } 14,5^\circ$.

Sustituyendo se tiene:

$$T_e = \frac{441,45 \text{ N} * 0,00226 \text{ m}}{2} \left[\frac{\cos 14,5^\circ * \tan 4,17^\circ + 0,15}{\cos 14,5^\circ - 0,15 * \tan 4,17^\circ} \right] = 1,37 \text{ Nm}$$

Con el torque de elevación se calcula la fuerza necesaria a aplicarse por el operador mediante una manivela.

$$T_e = F_{\text{operdor}} * L_{\text{manivela}}$$

Despejando se tiene:

$$F_{\text{operdor}} = \frac{T_e}{L_{\text{manivela}}}$$

Se considera una longitud del brazo para la manivela igual al de un molino doméstico igual 0,30 m, sustituyendo se tiene:

$$F_{\text{operdor}} = \frac{1,37 \text{ Nm}}{0,20 \text{ m}}$$

$$F_{operdor} = 6,85 N = 0,70 Kg$$

La fuerza requerida de 0,70 Kg está dentro del rango de carga ergonómica recomendado para una persona según la norma de prevención de riesgos laborales ISO 11228-2:2007, la Figura 66 detalla un diagrama de la palanca para elevar el conjunto.

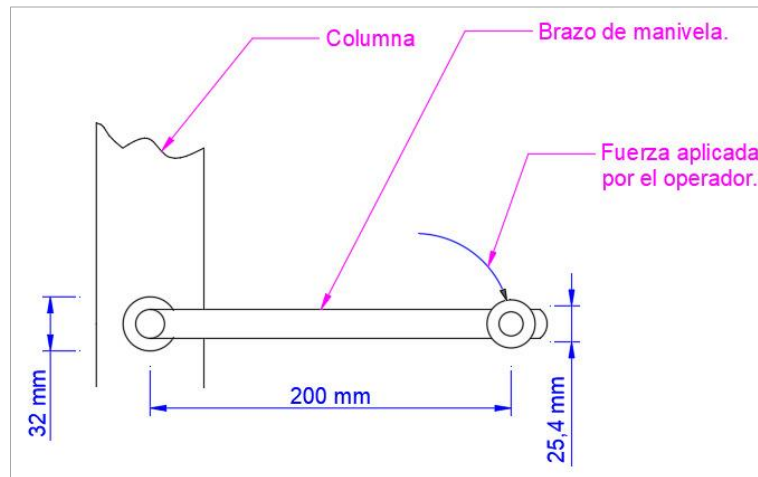


Figura 66. Diagrama manivela para elevar y bajar el conjunto(motorreductor-agitador)
Fuente: (Autor)

Luego se calcula el torque necesario para bajar el conjunto, mediante:

$$T_b = \frac{F_{tornillo} * Dp}{2} \left[\frac{f - \cos\theta * \tan\varphi}{\cos\theta + f * \tan\varphi} \right]$$

Sustituyendo de tiene:

$$T_b = \frac{441,45 N * 0,00226m}{2} \left[\frac{0,15 - \cos 14,5^\circ * \tan 4,17^\circ}{\cos 14,5^\circ + 0,15 * \tan 4,17^\circ} \right] = 0,34 Nm$$

Se calcula el rendimiento para ello se aplica:

$$n_{tornillo} = \frac{F_{tornillo} * lp}{2\pi * T_e} * 100\%$$

$$lp = Paso \ 0,2 \ plg = 0,005m$$

$$n_{tornillo} = \frac{441,45 N * 0,005m}{2\pi * 1,37Nm} * 100\% = 25\%$$

6.13.3. Cálculo de columnas.

Para el cálculo de las columnas se toma la misma carga utilizada en el cálculo del tornillo de potencia, se emplea la distancia desde el eje neutro del plano transversal de la columna hasta la línea de acción de la carga, la Figura 67 muestra dicha consideración. El factor de seguridad recomendado por Robert L. Mott (2009) en el diseño de elementos de cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño es de 2 a 2,5.

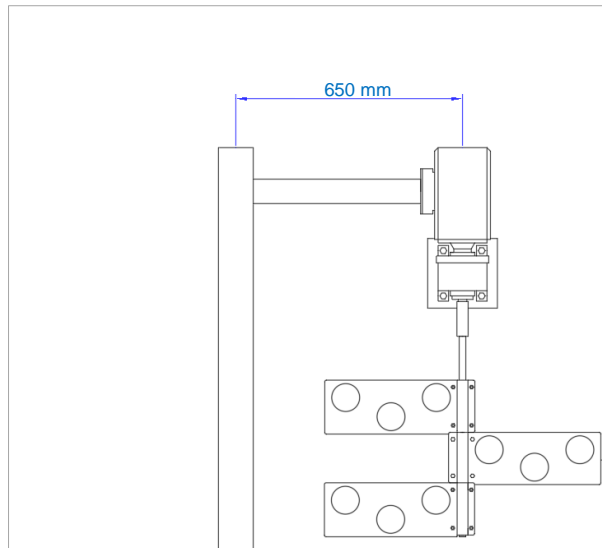


Figura 67. Distancia desde el eje neutro del plano transversal y a línea de acción de la carga.
Fuente: (Autor)

$$F_{\text{tornillo}} = 441,45 \text{ N carga sobre las dos columnas}$$

$$F_{\text{columna}} = \frac{441,45 \text{ N}}{2}$$

$$F_{\text{columna}} = 220,70 \text{ N}$$

El material para la estructura del mecanismo es tubo cuadrado de hierro de 100 mm y de espesor 2 mm, $E = 207 \text{ GPa}$, $S_y = 250 \text{ MPa}$, tomado Colmena (2014), la longitud de las columnas es de 1,75m. El momento máximo se genera en la mitad de la columna, para determinarlo se utiliza la fórmula de la secante para momento.

$$M_{\text{columna}} = F_{\text{columna}} * e_{\text{carga}} * \sec \left[\sqrt{\frac{F_{\text{columna}}}{E * I} * \frac{L_{\text{columna}}}{2}} \right]$$

Tabla 23. Características-tubos de hierro cuadrados.

CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN							PROPIEDADES ESTÁTICAS						
TAMAÑO PERFIL				ESPESOR DE PARED	PESO		ÁREA	FLEXIÓN			TORSIÓN		
TAMAÑO NOMINAL		REAL						MOMENTO DE INERCIA	MÓDULO ELÁSTICO	RADIO DE GIRO	MÓDULO PLÁSTICO	MOMENTO INERCIA	MÓDULO PLÁSTICO
PULGADAS	MILÍMETROS	D	B										
		mm	mm	mm	Kg/mm	Kg/mm	cm ²	I _x = I _y	S _x = S _y	R _x = R _y	Z _x = Z _y	I	R
3 * 3	75 * 75	75	75	2	6,35	-	8,41	71,62	19,10	2,92	22,09	115	28,81
4 * 4	100 * 100	100	100	2	8,96		11,41	177,05	35,41	3,94	41,21	279	53,27

Fuente: (Colmena., 2014)

El momento polar de inercia para el tubo se toma de Tabla 23.

$$I = 177,01 \text{ cm}^4$$

Convertido a metros se tiene:

$$I = 177,01 \text{ cm}^4 * \frac{(1\text{m})^4}{(100\text{cm})^4}$$

$$I = 1,77 * 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$M_{columna} = 220,70 \text{ N} * 0,65 \text{ m} * \sec \left[\sqrt{\frac{220,70 \text{ N}}{207 * 10^9 \text{ Pa} * 1,77 * 10^{-6} \text{ m}^4} * \frac{1,75 \text{ m}}{2}} \right]$$

$$M_{columna} = 143,45 \text{ Nm}$$

El esfuerzo máximo se encuentra en la mitad de la columna, se calcula con la fórmula de la secante para esfuerzo.

$$\sigma_{máxcolumna} = \frac{F_{columna}}{A_{transversal}} * \left[1 + \frac{e_{carga} * c}{(r_{giro})^2} * \sec \left(\frac{L_{columna}}{2 * r_{giro}} * \sqrt{\frac{F_{columna}}{E * A_{transversal}}} \right) \right]$$

Área transversal de la columna de Tabla 26.

$$A_{transversal} = 11,41 \text{ cm}^2 *$$

Convirtiendo a metros cuadrados se tiene:

$$A_{transversal} = 11,41 \text{ cm}^2 * \frac{(1\text{m})^2}{(100\text{cm})^2}$$

$$A_{transversal} = 0,001141 \text{ m}^2$$

El radio de giro se obtiene de la Tabla 23.

$$r_{giro} = 0,0394 \text{ m}$$

Sustituyendo se tiene:

$$\sigma_{máxcolumna} = \frac{220,70 \text{ N}}{0,001141 \text{ m}^2} * \left[1 + \frac{0,65 \text{ m} * 0,05 \text{ m}}{(0,0394 \text{ m})^2} * \sec \left(\frac{1,75 \text{ m}}{2 * 0,039 \text{ m}} * \sqrt{\frac{220,70 \text{ N}}{207 * 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 0,001141 \text{ m}^2}} \right) \right]$$

$$\sigma_{máxcolumna} = 352979,40 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Se calcula el esfuerzo admisible y se verifica que se sea mayor al esfuerzo máximo calculado

$$\sigma_{admissible} = \frac{\sigma_y}{n_s}$$

$n_s =$ Factor de seguridad 2,5 (Mott, 2009).

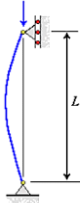


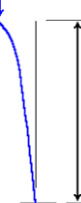
$\sigma_y =$ Esfuerzo de fluencia de (Colmena., 2014).

$$\sigma_{admissible} = \frac{250MPa}{2,5} = 100MPa$$

$$100MPa \geq 352979,40 Pa$$

Si la columna es muy esbelta podría llegar a una deformación debida a carga axial $F_{columna}$ y momento máximo en la mitad de la columna ocasionando que la deformación aumente indefinidamente sin que aumente la carga $F_{columna}$. Este tipo de falla se conoce como "falla de estabilidad"

Tabla 24. Longitudes equivalentes y constante columnas.

COLUMNAS			
ARTICULADA-ARTICULADA	EMPOTRADA-ARTICULADA	EMPOTRADA-EMPOTRADA	EMPOTRADA-LIBRE
			
$Le=L_{columna}$	$Le=0,669 L_{columna}$	$Le=0,5 L_{columna}$	$Le= 2L_{columna}$
$K=1$	$K=0,669$	$K=0,5$	$K=2$

Fuente: (Soloarquitectura.com., 2020)

A partir de la Tabla 24, se selecciona la constante (K) y se calcula la esbeltez de la columna.

$$Esbeltez = \frac{2 * 1,75m}{0,0394 m}$$

$$Esbeltez = 88,83$$

El valor 88,83 indica que la esbeltez de la columna se encuentra por debajo del límite superior recomendado dado hasta 100, es decir es medianamente esbelta. Alvarado (2004). Luego se determina la carga crítica de pandeo mediante la ecuación para columnas largas propuesta por Euler.

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{(K * L_{columna})^2}$$

Sustituyendo se tiene:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 * 207 * 10^9 Pa * 1,23 * 10^{-6} m^4}{(2 * 1,75 m)^2}$$

$$F_{cr} = 20513469,19 N$$

6.13.4. Cálculo de la viga principal.

De catálogo se obtiene la masa lineal de 4,52 Kg/m y 6,17 Kg/m para los tubos cuadrados de 75 mm*2 mm y 100 mm*2 mm, respectivamente, adicionalmente se considera la masa del conjunto del motorreductor, agitador y tornillo de potencia.

$$M_{total} = M_{conjunto} + M_{tubo}$$

$$M_{total} = 35kg + 48kg = 83kg$$

Con ello se calcula el peso total sobre la viga principal.

$$F_{vigaprincipal} = M_{total} * g$$

$$F_{vigaprincipal} = 83kg * 9,81 \frac{m}{s^2} = 814,23 N$$

La carga encontrada se divide para las dos columnas, el diagrama de la Figura 65 muestra las distribución de las cargas.

$$F1 = 407,11N$$

$$F2 = 407,11N$$

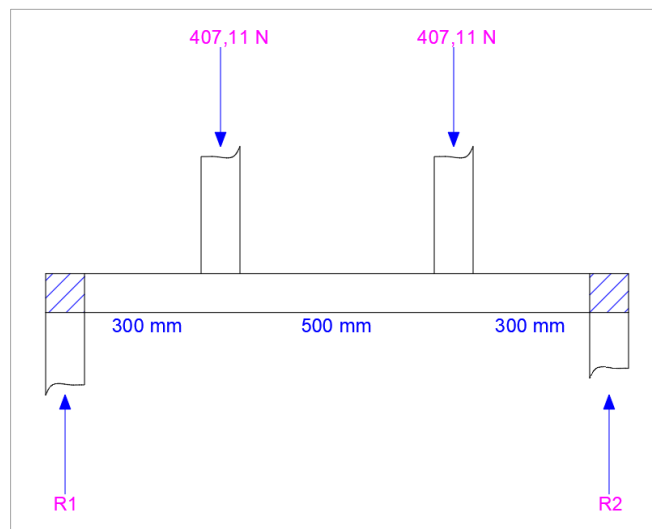


Figura 68. Disposición de cargas en la viga principal.

Fuente: (Autor)

Sumatoria de fuerzas en Y.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R1 + R2 - F1 - F2 = 0$$

$$R1 + R2 = 407,11N + 407,11N$$

$$R1 + R2 = 814,23N$$

Sumatoria de momentos haciendo centro en R1.

$$\Sigma M_{R1} = 0$$

$$-0,3m * F1 - 0,8m * F2 + 1,1m * R2 = 0$$

$$-0,3m * 407,11N - 0,8m * 407,11N + 1,10m * R2 = 0$$

$$R_2 = \frac{0,3m*407,11N+0,8m*407,11N}{1,10m} = 407,11N \quad R_1 = 407,11N$$

Se calcula el momento flector máximo en la viga:

$$M_{flectorviga} = 0,3m * 407,11N = 122,133 Nm$$

El diagrama de la Figura 65 muestra los diagramas cortantes y flector de la viga principal.

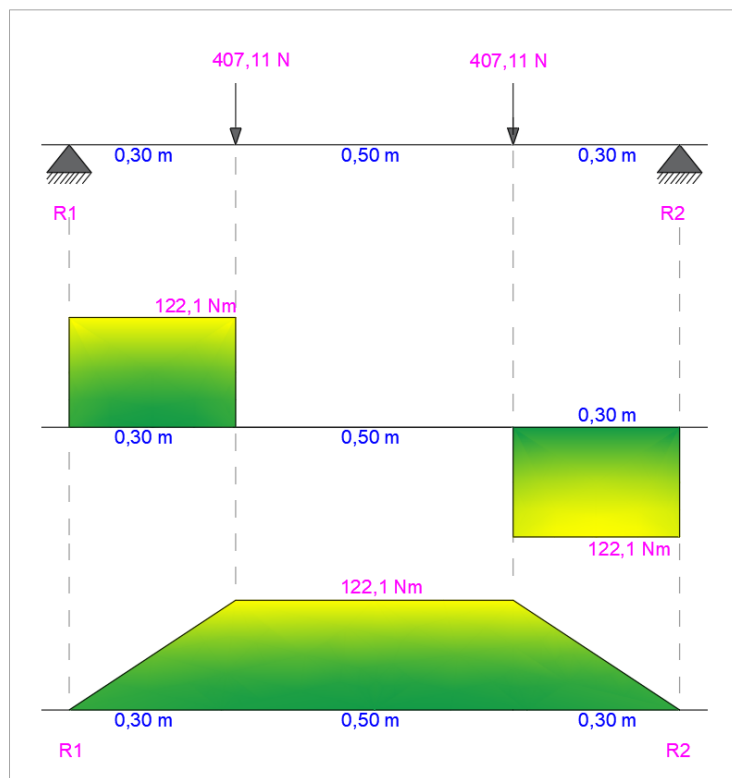


Figura 69. Diagrama cortante y flector para la viga principal.

Fuente: (Autor)

Cálculo momento rectangular de inercia del tubo a emplearse en la viga, la Figura 70 muestra la sección transversal:

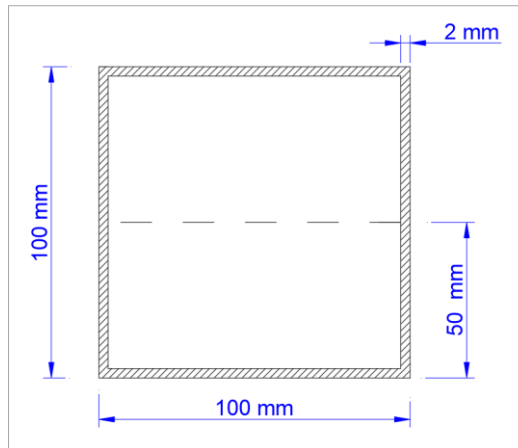


Figura 70. sección transversal del tubo empleado para la viga principal.
Fuente: (Autor)

$$I = \frac{bh^3}{12} - \frac{b_i h_i^3}{12}$$

$$I = \frac{0,1m * (0,1m)^3}{12} - \frac{0,096m * (0,096m)^3}{12} = 1,25 \times 10^{-6} m^4$$

Se calcula el esfuerzo máximo a la tensión y se verifica que sea menor al esfuerzo permisibles, para ello se emplea el mismo esfuerzo permisible que en el cálculo de las columnas ya que se trata del mismo material.

$$\sigma_{máxtensión} = \frac{M_{flectorviga} * c}{I} \leq \sigma_{admisible}$$

$$\sigma_{admisible} = \text{Esfuerzo admisible } 100 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{máxtensión} = \frac{122,133 \text{ Nm} * 0,05m}{1,25 \times 10^{-6} m^4} = 13360714,28 Pa$$

$$\sigma_{máxtensión} \leq \sigma_{admisible}$$

$$13,36 MPa \leq 100 MPa$$

Si soporta la carga el esfuerzo máximo de tensión es menor al esfuerzo permisible del tubo.

6.13.5. Cálculo vigas laterales.

La estructura dispone de dos vigas laterales sobre las cuales descansan los ejes que sujetan el recipiente, Figura 68. El diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 71 detalla la disposición de fuerzas en una de las vigas laterales.

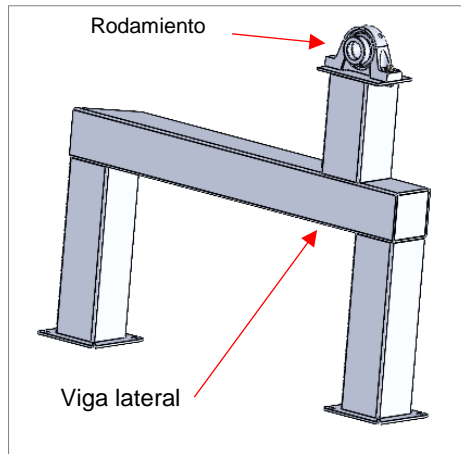


Figura 71. Viga lateral de la estructura.
Fuente: (Autor)

Sumatoria de fuerzas:

$$\sum \mathbf{F} = \mathbf{0}$$

$$R1 + R2 - 574,78 \text{ N} = 0$$

$$R1 + R2 = 574,78 \text{ N}$$

Sumatoria de momentos en R2:

$$\sum \mathbf{M} = \mathbf{0}$$

$$-574,78 \text{ N} * 0,1\text{m} + R1 * (0,65\text{m}) = 0$$

$$R1 = \frac{0,1\text{m} * (574,781 \text{ N})}{0,65\text{m}} = 88,42 \text{ N}$$

$$R2 = 574,781 \text{ N} - 88,42 \text{ N} = 486,35 \text{ N}$$

$$M_{\text{máx}} = (88,42\text{N})(0,55\text{m}) = 48,63\text{Nm}$$

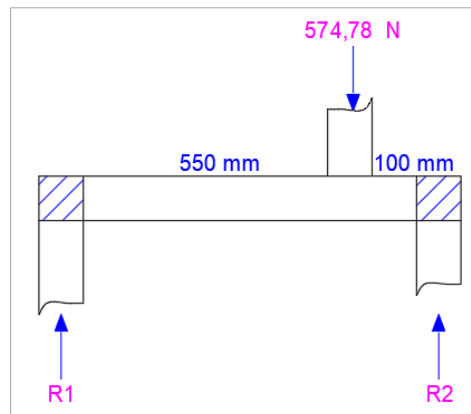


Figura 72. Disposición de cargas en las vigas laterales.
Fuente: (Autor)

La Figura 73 contiene los diagramas de momento flector y cortante:

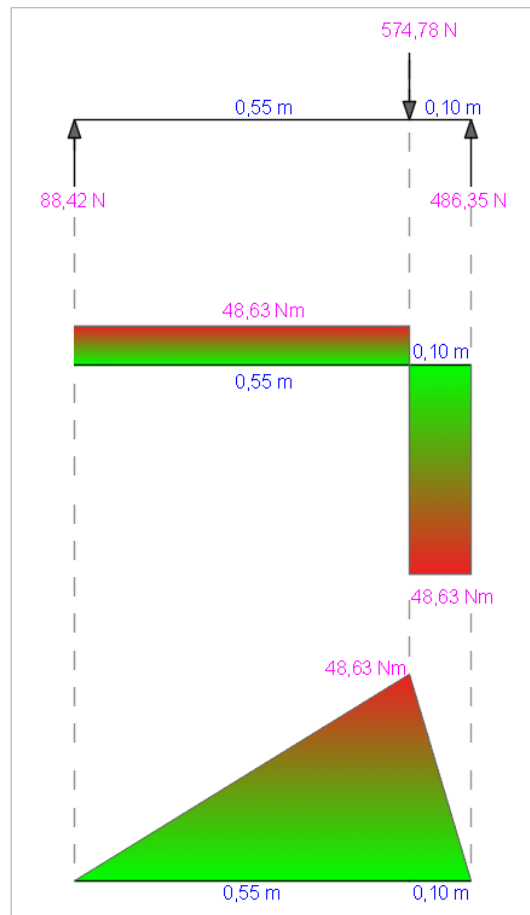


Figura 73. Diagrama cortante y flector para las vigas laterales.
Fuente: (Autor)

Se comprueba el esfuerzo máximo generado en la viga, el espesor de los tubos empleados en las vigas es 3mm.

$$\sigma_{permisible} = \frac{\sigma_{fluencia}}{n_s}$$

$$\sigma_{permisible} = \frac{250MPa}{2,5} = 100MPa$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{m\acute{a}x} * C}{I} \leq \sigma_{permisible}$$

$$I = \frac{0,1m * (0,1m)^3}{12} - \frac{0,096m * (0,096m)^3}{12} = 1,25x10^{-6}m^4$$

Se comprueba que el esfuerzo máximo sea menor al esfuerzo permisible.

$$\sigma_{max} = \frac{48,63 Nm * 0,05m}{0,000001255m^4} \leq 100MPa$$

$$1,93 MPa \leq 100MPa$$

6.14. Selección del quemador.

Se calcula cantidad de energía necesaria para elevar los ingredientes a la temperatura de la cocción, para los cálculos se determina un calor específico promedio obtenido a partir de los calores específicos de cada ingrediente.

$$Q = m_{\text{ingredientes}} * C_{p\text{-medio}} * (t_2 - t_1)$$

$Q =$ Energía necesaria para elevar los ingredientes a la temperatura de cocción.

$m_{\text{ingredientes}} =$ Masa de los ingredientes

$C_p =$ Calor específico del agua $4180 \frac{J}{Kg * C}$ tomado de (Cengel, 2009).

$C_p =$ Calor específico de la panela $1460 \frac{J}{Kg * C}$ tomado de (Zegarra, 2014).

$C_p =$ Calor específico del maní molido $1850 \frac{J}{Kg * C}$ tomado de (Zegarra, 2014).

$C_{\text{promedio}} =$ Calor específico promedio $3956 \frac{J}{Kg * C}$

$t_2 =$ Temperatura mayor

$t_1 =$ Temperatura menor

$$m_{\text{ingredientes}} = 68,18 \text{ Kg}$$

$$Q = 68,18 \text{ Kg} * 3956 \frac{J}{Kg * C} * (128 - 17)^\circ C = 8,31 \text{ Kwh}$$

Se calcula la potencia térmica requerida para suministra la energía calculada.

$$Pot_{\text{térmica}} = \frac{Q}{t_{\text{cocción}}}$$

$t_{\text{cocción}} =$ Tiempo de cocción $40\text{min} = 0,67\text{h}$

$$Pot_{\text{térmica}} = \frac{8,31 \text{ Kwh}}{0,67 \text{ h}} = 12,4 \text{ Kw}$$

Se calcula las pérdidas de energía por transferencia de calor por radiación y por convección hacia el ambiente. La Figura 74 detalla la analogía termoeléctrica de la transferencia de calor.

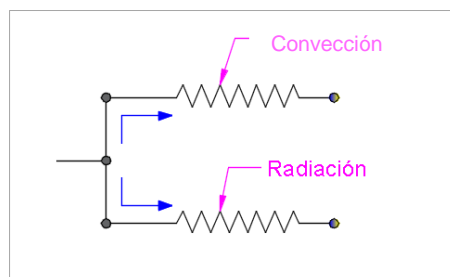


Figura 74. Analogía termoeléctrica de transferencia de calor entre la mezcla y el ambiente.

Fuente: (Autor)

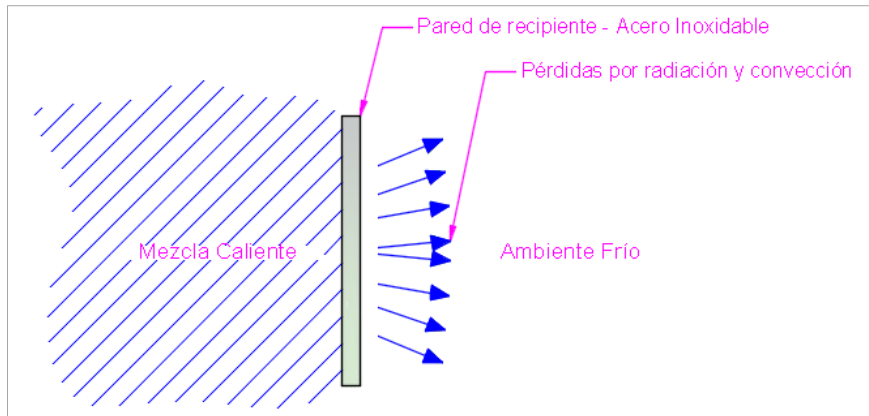


Figura 75. Diagrama de transferencia de calor mezcla-recipiente-ambiente.
Fuente: (Autor)

Pérdidas por convección.

Las pérdidas por convección se originan desde la pared del recipiente hacia el ambiente, la transferencia de este tipo se da por el flujo de aire, el coeficiente de transferencia de calor por convección se toma de la Tabla 25 y se calcula a través de la siguiente formula:

$$Q_{convección} = h_c * A_{paredrecipiente} * (T_{caliente} - T_{frío})$$

h_c = Coeficiente medio de transferencia de calor por convección de Tabla 25

$T_{caliente}$ = Temperatura máxima de la mezcla 128 °C tomado de (Mosquera, 2007)

$T_{frío}$ = Temperatura media del ambiente ciudad de Loja 17°C tomado de (Climate. Data. Org., 2020)

$$Q_{convección} = 15 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} * 0,5 m^2 * (128 - 17)^\circ C = 832,5 W$$

Tabla 25. Tipos de transferencias de calor por convección.

TIPO DE CONVECCIÓN.	$\frac{W}{m^2 \cdot C}$
Convección libre en aire	5-25
Convección libre en agua	500-1000
Convección forzada en aire	10-500
Convección forzada en agua	100-1500
Agua hirviendo	2500-25000
Vapor condensado	5000-10000

Fuente: (Paguatian, 2010)

Pérdidas por radiación.

Estas pérdidas se dan entre la superficie externa de la pared del recipiente y el entorno en que se encuentra el mecanismo, la expresión para calcular es la siguiente:

$$Q_{radiación} = \varepsilon * \sigma * A_{paredrecipiente} * (T_s^4 - T_{alrededor}^4)$$

ε = Emisividad del acero inoxidable 0,3 tomado de la Tabla 26.

$\sigma =$ Coeficiente de Stefan – Boltzmann $5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 C^4}$ tomado de (Cengel Y., 2011).

$T_s =$ Temperatura de la superficie del recipiente $128^\circ C$

$T_{alrededor} =$ Temperatura del entorno $17^\circ C$

$$Q_{radiación} = 0,3 * 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 C^4} * 0,5 m^2 * (128^4 - 17^4) C^4 = 2,28 W$$

Tabla 26. Coeficientes de emisividad de aceros inoxidable.

Material Aceros Inoxidables	Temperatura (K)	Emisividad ϵ
Pulido	200-1000	0,07- 0,30
Ligeramente Oxidado	600-1000	0,30 - 0,40
Intensamente Oxidado	600-1000	0,70 – 0,80

Fuente: (Cengel Y. , 2011)

Potencia total requerida para el cocido, se considera un rendimiento de 58% para los quemadores de GLP recomendado por (Freddy J. Rojas, 2017)

$$Pot_{total} = \frac{Potencia\ para\ la\ cocción + Pérdidas\ conducción + Pérdidas\ convección}{Rendimiento\ quemador.}$$

$$Pot_{total} = \frac{12,4 Kw + 0,0028 Kw + 0,8325 Kw}{0,58} = 22,81 Kw$$

Se encuentra el caudal de GLP necesario para suministrar la cantidad de energía adecuada para la cocción durante los 40 minutos de cocción.

$$\dot{Q} = \frac{Pot_{total}}{P_{calórico}}$$

$P_{calórico} =$ Poder calorífico del GLP $11.5 Kwh/m^3$ tomado de (Tama, 2009)

$$\dot{Q} = \frac{22,81 Kw}{11,5 Kwh/m^3} = 1,98 \frac{m^3}{h}$$

$$\dot{Q} = 0,55 \frac{lt}{s}$$

Se selecciona un quemador que proporcione el caudal de combustible adecuado. Los quemadores que consumen hasta un caudal 1Lt/s, modelos BS NOZZLE MIX, FB NOZZLE MIX en la marca SANTIN, Figura 76, este quemador se usa para industrial para forja, para la industria alimentaria, quemador para producciones industriales.

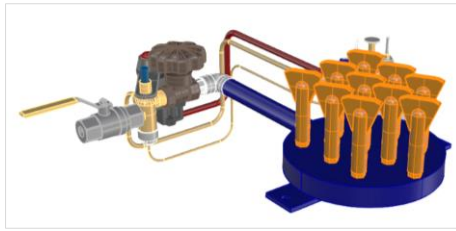


Figura 76. Quemador FB NOZZLE MIX-Santin
Fuente: (Santin, 2020)

6.15. Diseño Eléctrico.

El sistema eléctrico dispone de elementos de protección ante fallas eléctricas, además dispone de luces de señalización y un pulsador de emergencia. Mediante el software CDeSIMU® se desarrolla y seleccionan los conductores y protecciones eléctricas, véase la Figura 77.

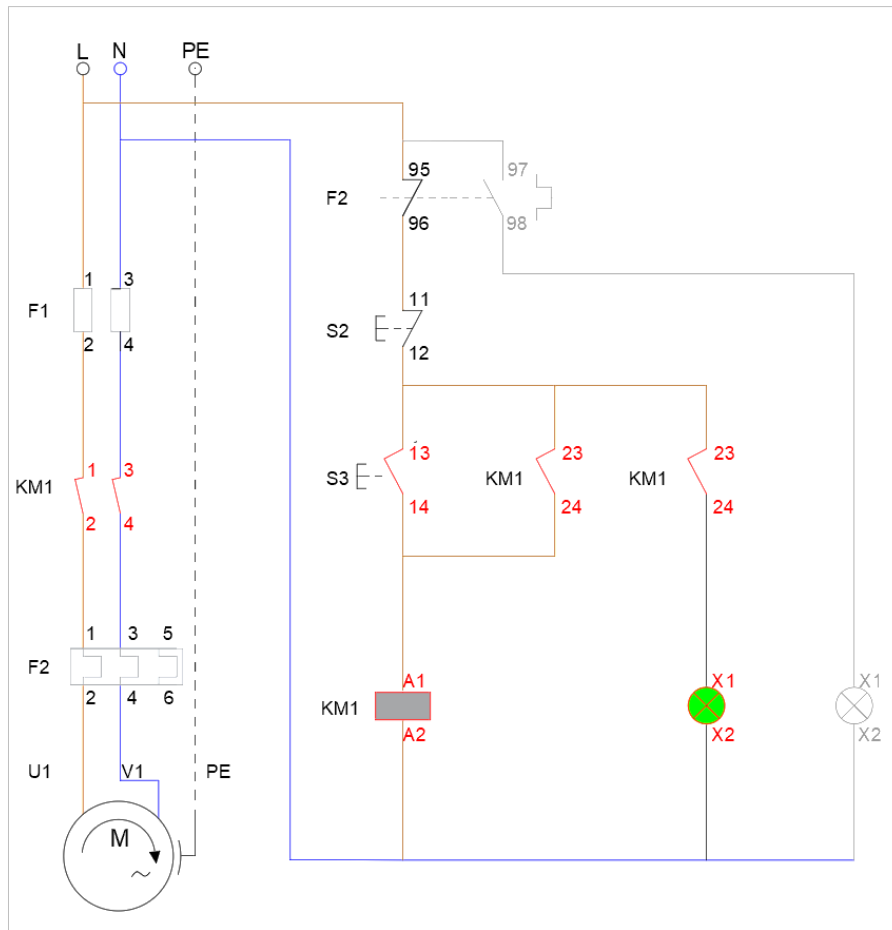


Figura 77. Diagrama unifilar del sistema eléctrico.
Fuente: (Autor)

6.16. Análisis de costos unitarios.

La Tabla 27 detalla los costos unitarios referenciales a la fecha de presentación del proyecto, este análisis de precios permite obtener un monto total y aproximado para la construcción de la máquina batidora.

Tabla 27. Costos unitarios referenciales de materiales y componentes.

COSTOS UNITARIOS						
Ítem	Material/Equipo	Descripción	Unidad.	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total.
1	Motorreductor	Monofásico/110/220/60 Hz	Unidad	1	320	320
2	Eje	35 mm	m	0.3	5	1.5
3	Eje	19 mm		0.75	4	3
4	Plancha Acero Inoxidable SAE 304	2 mm espesor	m ²	3	41	123
5	Plancha Acero Inoxidable SAE 304	6 mm espesor	m ²	0.06	250	15
6	Plancha de acero ASTM.	6 mm espesor	m ²	0.16	80	12.8
7	Tubo cuadrado ASTM.	100*100*2 mm	m	6	24	144
8	Tubo cuadrado ASTM.	75*75*2 mm	m	1	16	16
9	Tubo rectangular ASTM.	20*40*2 mm	m	10	12	120
10	Acople.	70*	Unidad	1	13	13
11	Platina	25**3mm	m	0.25	28	7
12	Suelda.	6013	kg	0.5	12	6
13	Tornillo.	6 mm	Unidad	12	0.75	9
14	Tornillo.	10 mm	Unidad	4	1.2	4.8
15	Varilla Roscada.	25 mm	m	1.5	10	15
16	Quemador.		Unidad	1	50	50
17	Engranajes ortogonales.		Unidad	1	25	25
18	Rodamientos.	Rotulares 35 mm	Unidad	2	18	36
19	Botonera de encendido.		Unidad	1	2	2
20	Botonera de apagado.		Unidad	1	2	2
21	Luz piloto verde		Unidad	1	1	1
22	Luz piloto roja		Unidad	1	1	1
23	Contactador		Unidad	1	25	25
24	Botonera pare de emergencia.		Unidad	1	5	5
25	Conductor # 12		m	4	0.4	1.6
26	Conductor # 10		m	9	0.5	4.5
27	Mano de obra		Hora	80	5	500
28	Otros.					200
Costo Total del Proyecto.						1638

Fuente: (Autor)

7. DISCUSIÓN.

Este proyecto consistió en diseñar una máquina para la elaboración de la mezcla (maní-panela) requerida en la producción de bocadillo, el procedimiento integró la aplicación de metodologías expuestas en libros de: diseño mecánico, resistencia de materiales, mecánica de fluidos y transferencia de calor. Los principales autores son: Hamrock , Jacobson , & Schmid, (2000), Budynas & Nisbett, (2008), Hibbeler (2013), Yunus A. Cengel (2011), Robert L. Mott (2009)

Para alcanzar los objetivos planteados primero se realizó la caracterización de las cualidades físicas de la mezcla de bocadillo siendo identificada como una masa de alta temperatura, muy viscosa y con una densidad de 1326 Kg/m^3 , luego se realizó un levantamiento de información a partir de otras máquinas batidoras, los datos obtenidos se usaron principalmente para definir la velocidad lineal media en el extremo de las paletas siendo esta igual $0,9 \text{ m/s}$.

Para seleccionar el tipo de batidora y el tipo de agitador, se aplicó el método denominado Scoring, este procedimiento permitió ponderar valores para evaluar cada una de las características del mecanismo a diseñar y de esta manera definir la alternativa más idónea. Para la selección del tipo de mecanismo se propuso 5 alternativas y para el tipo de agitador se propuso 4 alternativas. El tipo de mecanismo seleccionado se trata de una batidora móvil de desplazamiento vertical y el agitador seleccionado es de tipo paleta.

El mecanismo se divide en 4 partes principales: recipiente, agitador, quemador y la estructura. El volumen del recipiente se determinó a partir de la cantidad de materia prima a usar y de la cantidad de bocadillo a producir, en este caso son 150 libras de bocadillo, el cálculo del recipiente se desarrolló usando la metodología de recipientes de pared delgada descrita en Budynas & Nisbett (2008), el agitador se constituye por un eje calculado mediante el esfuerzo de torsión simple y las paletas se calcularon por los métodos de resistencia y rigidez. La máquina cuenta con un agitador de desplazamiento vertical el cual se moviliza mediante un tornillo de potencia articulado a una manivela, así mismo posee una palanca para el vaciado del recipiente, las proporciones geométricas de la batidora y las fuerzas que deberá aplicar el usuario durante su operación se encuentran dentro de los rangos de ergonomía recomendados, adicionalmente mediante softwares de ingeniería se realizó análisis de elementos finitos, y generación de componentes en 3D. La estructura del mecanismo propuesto está diseñada para construirse en tubo de hierro ASTM, el agitador y recipiente se diseñaron para construirse en acero inoxidable SAE 304. Para facilitar la construcción del mecanismo se generó los planos correspondientes especificando los detalles de construcción. Este diseño está enfocado en la aplicación de procesos industriales con fines comerciales para grandes y pequeños productores de bocadillo.

Finalmente es importante describir un contraste entre el diseño propuesto respecto a otras máquinas empleadas en la elaboración de bocadillos. La mayoría de las batidoras usadas en esta actividad son mecanismos creados empíricamente que cumplen en cierta parte las tareas requeridas por los maestros bocadilleros, la principal ventaja que posee el mecanismo propuesto es su dimensionamiento acorde a la capacidad de producción, esto implica en cierta manera la optimización energética, el diseño se puede caracterizar como un mecanismo seguro, eficaz y versátil.

8. CONCLUSIONES.

El proceso de elaboración de un bocadillo de calidad depende principalmente de la dosificación adecuada de los ingredientes, las proporciones se definieron luego de visitas técnicas a empresas dedicadas a esta actividad, para el caso de estudio se consideró: 1 litro de agua, 45 Kg de maní y 21 Kg de panela. Así mismo se estimó el tiempo de cocción para la panela hasta obtener el punto óptimo de la miel denominado punto caramelo, luego de agregar el maní se requiere batir con una frecuencia de giro aproximada de 25 RPM, esta velocidad se determinó a partir de las velocidades lineales en la punta de las paletas de otras batidoras, la baja frecuencia de giro corresponde a la alta densidad de la mezcla la misma que alcanzó 1326 Kg/m^3 , esta se determinó experimentalmente.

El mecanismo propuesto se trata de una máquina batidora de eje vertical, cuya estructura metálica contiene un recipiente (olla) en material de acero inoxidable, este recipiente dispone de una canastilla, dos rodamientos y una palanca para el vaciado de la mezcla, el agitador es de tipo turbina y se conforma por un eje de acero inoxidable con 3 paletas de geometría rectangular.

El diseño posee partes complementarias como el sistema de control y mando eléctrico. Los componentes electromecánicos son: un motor reductor de 186.5W con frecuencia de giro de 25RPM empleado para impulsar el eje del agitador, los rodamientos fueron seleccionados mediante la metodología propuesta por Rodamientos FAG (2000), el tornillo de potencia seleccionado para realizar el desplazamiento vertical del agitador, el quemador seleccionado para el sistema de cocción proporciona un caudal de 1Lt/s de GLP pudiendo ser el modelo BS NOZZLE MIX o FB NOZZLE MIX en la marca SANTIN, la estructura del mecanismo se diseñó para ser construido en tubo de hierro.

El diseño de la máquina se complementó con la generación de un prototipo mediante software CAD, un diagrama unifilar para el sistema eléctrico de fuerza y control y un manual de usuario para la correcta operación y mantenimiento de la máquina.

9. RECOMENDACIONES.

- Se recomienda posteriormente realizar la construcción del mecanismo de acuerdo al diseño propuesto.
- Mejorar el diseño añadiendo componentes de automatización principalmente para el desplazamiento vertical del agitador y para el vaciado del recipiente.
- El mecanismo se puede mejorar realizando un análisis para optimizar la energía requerida para la cocción de esta manera se mejora la eficiencia energética.

10. BIBLIOGRAFÍA

- ASME. (2020). *American Society of Mechanical Engineers*. Obtenido de <https://www.asme.org>
- Benavidez Domínguez José Leonardo, G. C. (s.f.). Diseño y construcción de un equipo automático mezclador de resinas adhesivas para la empresa parquet los pinos. *Tesis Ingenieril*. Escuela superior politécnica del chimborazo, Riobamba.
- Bestratén, M. (2008). *Ergonomía*. MADRID: Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. doi:I.S.B.N.: 978-84-7425-753-3
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A. de C.V.
- Carfel. (2021). Obtenido de <https://www.carfel.pt/es/produtos/plantas-de-hormigon/mezcladora-eje-vertical/>
- Carro, R., & Gonzales, D. (s.f.). *Localización de Instalaciones*. Universidad Nacional de la Plata, La Plata.
- Castillo, J., Rojas, V., & Martínez, J. (15 de Abril de 2017). Determination of Torque and Power of a Gasoline Internal Combustion Engine by Using Spark with Pressure Sensor Adapted and Application of a Mathematical Model. *SCIELO*, 31(1), pp. 49-57.
- Cengel, Y. (2011). *Transferencia de calor y masa*. México: Mc Graw-Hill. doi:978-607-15-0540-8
- Cengel, Y. A. (2009). *Termodinámica*. México: Mc. Graw Hill. doi:ISBN 978-970-10-7286-8
- Climate.Data.Org. (12 de Noviembre de 2020). <https://es.climate-data.org/>. Obtenido de <https://es.climate-data.org/>
- Colmena., T. (2014). *Catalogo de tubería estructural*. Obtenido de <https://es.slideshare.net/jairecas/catalogo-tubos-colmena>
- DIPAC. (2016). *Dipac-Productos de Acero*. Obtenido de <http://www.dipacmanta.com/>
- Dunlop.S.A. (s.f.). *DUNLOP ARGENTINAS.A*. Obtenido de www.dunlop.com.ar
- Equipament, R. (2000). Recuperado el 5 de Noviembre de 2020, de <https://www.rsf-maquinaria.com/es/soldadura-mig>
- Fajardo, B. (Agosto de 1999). Determinación de Algunas Propiedades Físicas y Mecánicas de la Panela” publicado por (N). *Revista de Ingeniería e Investigación*.(43), 34-39. Obtenido de <https://revistas.unal.edu.co/index.php/ingeinvt/article/download/21079/22033/71436>
- Fersa. (Enero de 2021). *Fersa Bearings*. Obtenido de <https://www.fersa.com/es/gama-de-producto/rodamientos-de-bolas>
- Freddy J. Rojas, F. O. (8 de Febrero de 2017). Análisis Experimental del Rendimiento Térmico, Potencia y Emisiones de Cocinas Anafe a Gas Licuado de Petróleo para Altitudes entre 2200 Y 4200 metros. *SCIELO*, 28(4), 179-190. doi:ISSN 0718-0764
- Fullminería. (2021). *Minería y construcción*. Obtenido de <https://fullmineria.com/producto/rodamientorigidobolas/>
- Goodfellow. (2001). Obtenido de <http://www.goodfellow.com/>
- Goodyear S.A. (s.f.). *MANUAL DE CORREAS MÚLTIPLES EN V*.

- Grados. (21 de Mayo de 2021). *Material Mundial*. Obtenido de <https://www.materialmundial.com/acero-inoxidable-ss-astm-sae-aisi-304-ficha-tecnica/>
- Hamrock , B. J., Jacobson , B. O., & Schmid, S. R. (2000). *Elementos de Máquinas*. Mexico: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. de C.V.
- Hibbeler, R. (2013). *MECÁNICA DE MATERIALES*. Pearson. doi:ISBN: 9786071509345.
- INEC. (2014). *Ecuador en cifras*. Obtenido de <https://www.ecuadorencifras.gob.ec>
- INTEC. (Enero de 2021). *Suministros Industriales*. Obtenido de Acoplamientos Mecánicos: <https://suministroidtec.com/1807-acoplamientos-mecanicos>
- Libroóptica. (2021). *Libros Digitales*. Obtenido de <http://librooptica.com/MezcladorDeCintas.html>
- Mosquera, S. A. (25 de Enero de 2007). VARIABLES QUE AFECTAN LA CALIDAD DE LA PANELA PROCESADA EN EL DEPARTAMENTO DEL CAUCA. *Dialnet-Universidad de la Rioja.*, 5(1), 17-27.
- Motorex. (Enero de 2021). Obtenido de <http://www.motorex.com.pe/p/reductor-y-motorreductor-coaxial-rossi/>
- Mott, R. L. (2009). *Resistencia de Materiales Aplicado* (Vol. 5 Edición.). México: PEARSON. doi:ISBN 9780132368490
- N, B. L. (s.f.).
- Paguanian, M. S. (2010). *Mecanismos de transferencia de calor por convección-Ley de enfriamiento de Newton*.
- Ricaurte, L. (2016). "Diseño y simulación de un Tanque Mezclador de 10,000 gal para la elaboración de aceites lubricantes". *Tesis de grado-Ingeniería Mecánica*. ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL, Guayaquil., Ecuador.
- RINCÓN, J. (2016). DISEÑO DE UNA MÁQUINA MEZCLADORA, AUTOMÁTICA, DE MATERIAS PRIMAS PARA LA ELABORACIÓN DE JABONES LÍQUIDOS, SUAVIZANTES Y DESENGRASANTES INDUSTRIALES, PARA LA EMPRESA QUÍMICOS ZOREL. *Proyecto integral de grado para optar el título de Ingeniero Mecánico*. FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA-FACULTAD DE INGENIERÍAS., BOGOTÁ, D.C.
- Rincón, 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., BOGOTA.
- Rodamientos FAG . (2000). *Rodamientos bolas - Rodamientos de rodillos - Soportes - Accesorios*. Barcelona .
- Rodríguez, J. C. (2011). *MEZCLADO Y MEZCLADORAS*. NUTRIMENTOS CONCENTRA S.A. DE C.V.
- Rojas Lazo, O. &. (13 de Diciembre de 2006). Diseño asistido por computador. *Redalyc.org*. doi:1560-9146
- Rossi.S.p.A. (2018). *Habasit Group-ROSSI*. Obtenido de <https://www.rossi.com/>

- Santin. (2020). *Bruciatori Industriali*. doi:<http://www.bruciatorisantin.com/>
- Sodiper. (s.f.). *CATÁLOGO DE PERNERÍA SODIPER*. Obtenido de https://www.academia.edu/14695766/Catalogo_Pernos_SODIPER
- Soloarquitectura.com. (2020). *Solo Arquitectura*. Obtenido de <https://www.soloarquitectura.com/foros/threads/duda-coeficientes-de-pandeo-en-pilares.59944/>
- Sur, V. (07 de 05 de 2020). *Viajes VitalSur.com*. Obtenido de <https://www.viajesvistal.com/Articulo/content/905/detail/Loja-Dulce-tradicion>.
- Talent Pool*. (28 de Junio de 2014). Obtenido de Consulting Group: <https://www.talentpoolconsulting.com/herramienta-de-mano-ergonomica-herramienta-de-diseno/#:~:text=Los%20mangos%20deben%20ser%20cil%C3%ADndrica,empu%C3%B1adura%20hasta%2050%2D60%20mm>.
- Tama, A. (2009). *COCINA DE INDUCCIÓN VS COCINA DE GAS*. Obtenido de [http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/bitstream/handle/123456789/25742/Cocina/de/Inducci/%20C3/%20B3n/versus/Cocina/a/Gas/\(GLP\).pdf?sequence=1](http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/bitstream/handle/123456789/25742/Cocina/de/Inducci/%20C3/%20B3n/versus/Cocina/a/Gas/(GLP).pdf?sequence=1)
- TIMKEN. (20 de Junio de 2020). *Acoplamientos y juntas universales*. Obtenido de <https://www.timken.com/>
- Virtualexpo, G. (2020). *DIRECT INDUSTRY*. Obtenido de <https://www.directindustry.es/>
- Zegarra, G. M. (2014). *PROPIEDADES TÉRMICAS DE LOS ALIMENTOS - BALANCE DE MASA Y OTRAS VARIABLES EN LA INDUSTRIA FRUTICOLA- FACTORES QUE INFLUYEN EN LA EVALUACION SENSORIAL DE LOS ALIMENTOS. Tesis para optar al grado de Ingeniera*. UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN AGUSTÍN DE AREQUIPA, AREQUIPA, PERU. Obtenido de <http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/UNSA/4104/IAzequgm018.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- ZEGARRA/QUEVEDO, G. M. (2014). *PROPIEDADES TÉRMICAS DE LOS ALIMENTOS - BALANCE DE MASA Y OTRAS VARIABLES EN LA INDUSTRIA FRUTICOLA- FACTORES QUE INFLUYEN EN LA EVALUACION SENSORIAL DE LOS ALIMENTOS. Tesis para optar al grado de Ingeniera*. UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN AGUSTÍN DE AREQUIPA, AREQUIPA, PERU. Obtenido de <http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/UNSA/4104/IAzequgm018.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

11. ANEXOS.

Tabla 28. Factores de servicio para agitadores.

Application	Service Factor
Aerators	

Aggregate Processing, Cement, Mining Kilns	
Director on Line Shaft of Reducer	
With Final Drive Machined Spur Gears	2,25
With Single Helical or Herringbone Gears	2,0
Crushers, Ore or Stone	2,75
Dryer, Rotary	2,0
Grizzly	2,25
Hammermill or Hog	2,0
Tumbling Mill or Barrel	2,0
Agitators (also see Mixers)	
Vertical, Horizontal, Screw, Propeller, Paddle	1,25
Barge Haul Puller	1,75
Blowers	
Centrifugal	1,5
Lobe or Vane	1,5

Fuente: (Virtualexpo, 2020)

Tabla 29. Dimensiones de pernos de cabeza hexagonal.

Tamaño nominal, pulg	Cuadrada		Hexagonal regular			Hexagonal pesada			Hexagonal estructural		
	W	H	W	H	R _{min}	W	H	R _{min}	W	H	R _{min}
$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{11}{64}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{64}$	0.01						
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{13}{64}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{7}{32}$	0.01						
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.01						
$\frac{7}{16}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{19}{64}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{19}{64}$	0.01						
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{11}{32}$	0.01	$\frac{7}{8}$	$\frac{11}{32}$	0.01	$\frac{7}{8}$	$\frac{5}{16}$	0.009
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{27}{64}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{27}{64}$	0.02	$1\frac{1}{16}$	$\frac{27}{64}$	0.02	$1\frac{1}{16}$	$\frac{25}{64}$	0.021
$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	0.02	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	0.02	$1\frac{1}{4}$	$\frac{15}{32}$	0.021
1	$1\frac{1}{2}$	$\frac{21}{32}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{43}{64}$	0.03	$1\frac{5}{8}$	$\frac{43}{64}$	0.03	$1\frac{5}{8}$	$\frac{39}{64}$	0.062
$1\frac{1}{8}$	$1\frac{11}{16}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{11}{16}$	$\frac{3}{4}$	0.03	$1\frac{13}{16}$	$\frac{3}{4}$	0.03	$1\frac{13}{16}$	$\frac{11}{16}$	0.062
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{7}{8}$	$\frac{27}{32}$	$1\frac{7}{8}$	$\frac{27}{32}$	0.03	2	$\frac{27}{32}$	0.03	2	$\frac{25}{32}$	0.062
$1\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$\frac{29}{32}$	$2\frac{1}{16}$	$\frac{29}{32}$	0.03	$2\frac{3}{16}$	$\frac{29}{32}$	0.03	$2\frac{3}{16}$	$\frac{27}{32}$	0.062
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1	$2\frac{1}{4}$	1	0.03	$2\frac{3}{8}$	1	0.03	$2\frac{3}{8}$	$\frac{15}{16}$	0.062
Tamaño nominal, mm											
M5	8	3.58	8	3.58	0.2						
M6			10	4.38	0.3						
M8			13	5.68	0.4						
M10			16	6.85	0.4						
M12			18	7.95	0.6	21	7.95	0.6			
M14			21	9.25	0.6	24	9.25	0.6			
M16			24	10.75	0.6	27	10.75	0.6	27	10.75	0.6
M20			30	13.40	0.8	34	13.40	0.8	34	13.40	0.8
M24			36	15.90	0.8	41	15.90	0.8	41	15.90	1.0
M30			46	19.75	1.0	50	19.75	1.0	50	19.75	1.2
M36			55	23.55	1.0	60	23.55	1.0	60	23.55	1.5

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Tabla 30. Dimensiones de tuercas hexagonales.

Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa o ranurada	Contra-fuerza
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
1	$1\frac{1}{2}$	$\frac{55}{64}$	1	$\frac{35}{64}$
$1\frac{1}{8}$	$1\frac{11}{16}$	$\frac{31}{32}$	$1\frac{5}{32}$	$\frac{39}{64}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{23}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$1\frac{11}{64}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{25}{32}$
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{9}{32}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{27}{32}$

Tamaño nominal, mm				
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
M8	13	6.8	7.5	4.0
M10	16	8.4	9.3	5.0
M12	18	10.8	12.0	6.0
M14	21	12.8	14.1	7.0
M16	24	14.8	16.4	8.0
M20	30	18.0	20.3	10.0
M24	36	21.5	23.9	12.0
M30	46	25.6	28.6	15.0
M36	55	31.0	34.7	18.0

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Tabla 31. Diámetros de pernos estandarizados en fracciones de pulgada.

Fracción de pulgadas
$\frac{1}{64}, \frac{1}{32}, \frac{1}{16}, \frac{3}{32}, \frac{1}{8}, \frac{5}{32}, \frac{3}{16}, \frac{1}{4}, \frac{5}{16}, \frac{3}{8}, \frac{7}{16}, \frac{1}{2}, \frac{9}{16}, \frac{5}{8}, \frac{11}{16}, \frac{3}{4}, \frac{7}{8}, 1, 1\frac{1}{4}, 1\frac{1}{2}, 1\frac{3}{4}, 2, 2\frac{1}{4}, 2\frac{1}{2}, 2\frac{3}{4}, 3, 3\frac{1}{4}, 3\frac{1}{2}, 3\frac{3}{4}, 4, 4\frac{1}{4}, 4\frac{1}{2}, 4\frac{3}{4}, 5, 5\frac{1}{4}, 5\frac{1}{2}, 5\frac{3}{4}, 6, 6\frac{1}{2}, 7, 7\frac{1}{2}, 8, 8\frac{1}{2}, 9, 9\frac{1}{2}, 10, 10\frac{1}{2}, 11, 11\frac{1}{2}, 12, 12\frac{1}{2}, 13, 13\frac{1}{2}, 14, 14\frac{1}{2}, 15, 15\frac{1}{2}, 16, 16\frac{1}{2}, 17, 17\frac{1}{2}, 18, 18\frac{1}{2}, 19, 19\frac{1}{2}, 20$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Tabla 32. Diámetro y área de roscas unificadas de tornillo UNC Y UNF

Designación de tamaño	Serie gruesa-UNC				Serie fina-UNF		
	Diámetro mayor nominal pulg	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_r , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_r , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Tabla 33. Resistencias a la tensión de materiales para tornillos.

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)					Resistencia a la deformación, exponente m	Resistencia a la fractura ϵ_f
			Fluencia S_y , MPa (kpsi)	Última S_u , MPa (kpsi)	A la fractura, σ_u , MPa (kpsi)	Coefficiente σ_u , MPa (kpsi)			
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 (90.0)	0.25	1.05	
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) [†]	992 (144)	0.14	0.49	
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) [†]	758 (110)	0.24	0.85	
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273) [†]	0.041	0.81	
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255) [†]	0.048	0.43	
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221) [†]	1 410 (205)	0.51	1.16	
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233) [†]	1 270 (185)	0.45	1.67	
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) [†]	620 (90)	0.28	0.10	
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) [†]	689 (100)	0.15	0.18	
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) [†]	882 (128)	0.13	0.18	

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Tabla 34. Propiedades de metales no ferrosos.

Número ASTM	Resistencia a la tensión S_{ur} kpsi	Resistencia a la compresión S_{uc} kpsi	Módulo de ruptura por cortante S_{ur} kpsi	Módulo de elasticidad, Mpsi Tensión [†]	Módulo de elasticidad, Mpsi Torsión	Límite de resistencia a la fatiga* S_e kpsi	Dureza Brinell H_b	Factor de concentración al esfuerzo a la fatiga K_f
20	22	83	26	9.6-14	3.9-5.6	10	156	1.00
25	26	97	32	11.5-14.8	4.6-6.0	11.5	174	1.05
30	31	109	40	13-16.4	5.2-6.6	14	201	1.10
35	36.5	124	48.5	14.5-17.2	5.8-6.9	16	212	1.15
40	42.5	140	57	16-20	6.4-7.8	18.5	235	1.25
50	52.5	164	73	18.8-22.8	7.2-8.0	21.5	262	1.35
60	62.5	187.5	88.5	20.4-23.5	7.8-8.5	24.5	302	1.50









Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Tabla 35. Parámetros de rigidez de varios materiales.

Material usado	Relación de Poisson	Módulo de elasticidad,		A	B
		GPa	Mpsi		
Acero	0.291	207	30.0	0.787 15	0.628 73
Aluminio	0.334	71	10.3	0.796 70	0.638 16
Cobre	0.326	119	17.3	0.795 68	0.635 53
Hierro fundido gris	0.211	100	14.5	0.778 71	0.616 16
Expresión general				0.789 52	0.629 14

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Tabla 36. Especificaciones SAE para pernos de acero.

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
	$\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Tabla 37. Propiedades del acero inoxidable.

PROPIEDADES MECÁNICAS ACERO INOXIDABLE SAE 304	
Resistividad Eléctrica	72 uOhmcm
Densidad	8000 $\frac{Kg}{m^3}$
Punto de fusión	1400 1455 °C
Resistencia a la Tracción	220 MPa
Módulo de elasticidad	210 GPa
Conductividad eléctrica	16,3 $\frac{W}{mK}$

Fuente: (Grados, 2021)

PLANOS UBICADOS EN EL CD NÚMERO 2.