



Diseño y fabricación de una máquina mezcladora de paletas con chopper para una capacidad de mezcla de 1000 kilogramos de sal

Bryan Aldair Chalaca Vallejo

Informe de práctica para optar al título de Ingeniero Mecánico

Asesores

Carlos Andrés Trujillo (PhD), Ingeniero Mecánico

Luis Alfonso Franco, Ingeniero Mecánico

Universidad de Antioquia

Facultad de Ingeniería

Ingeniería Mecánica

Medellín, Antioquia, Colombia

2022

Cita	Chalaca Vallejo [1]
Referencia	[1] B. Chalaca Vallejo, “Diseño y fabricación de una máquina mezcladora de paletas con chopper para una capacidad de mezcla de 1000 kilogramos de sal”, Trabajo de grado profesional, Ingeniería Mecánica, Universidad de Antioquia, Medellín, Antioquia, Colombia, 2022.
Estilo IEEE (2020)	



Ingeniería mecánica, semestre de industria.

Departamento de ingeniería mecánica.

Facultad de ingeniería



Biblioteca Carlos Gaviria Díaz

Repositorio Institucional: <http://bibliotecadigital.udea.edu.co>

Universidad de Antioquia - www.udea.edu.co

Rector: John Jairo Arboleda Céspedes

Decano/Director: Jesús Francisco Vargas Bonilla

Jefe departamento: Pedro León Simanca.

El contenido de esta obra corresponde al derecho de expresión de los autores y no compromete el pensamiento institucional de la Universidad de Antioquia ni desata su responsabilidad frente a terceros. Los autores asumen la responsabilidad por los derechos de autor y conexos.

Resumen

La industria de alimentos ha tenido gran crecimiento en los últimos años, que los requerimientos de producción deben garantizar la gran demanda a la que están sujetas, para esto, los equipos deben tener mayor capacidad y los procesos día a día, deben ser más optimizados, para tener productos de calidad con menores requerimientos de tiempo. En este caso la empresa VIBRASEC S.A.S. tiene como propósito realizar el diseño y la fabricación de una máquina mezcladora con una capacidad de 1000 kilogramos de producto salino, para la empresa CLIENTE. En este estudio se realizó un análisis de las opciones de mezcla, siendo la mejor opción para esta aplicación, realizar una mezcla con paletas y el uso chopper's, ya que, la materia prima presenta una compactibilidad alta y genera un ambiente contaminante y la mezcla con paletas se caracteriza por trabajar a bajas revoluciones y así, mitigar estos efectos. Se realizó un análisis de diseño para cada componente que conforma el mezclador, calculando de manera adecuada las dimensiones más óptimas para evitar la falla o deformación, según sea el caso, del acero inoxidable T316L en componentes donde hay contacto con el producto salino, como el recipiente, el eje principal, las paletas y chopper's y del acero inoxidable T304, en componentes donde no hay contacto directo, como en los soportes, y los anclajes del mismo. El motorreductor que se utiliza trabaja con una potencia de 28 HP, un torque de 3441 Nm y 60 rpm, mientras que los motores de los chopper's encargados de triturar material compactado, trabaja con una potencia de 3.5 HP a 1800 rpm. Según la normativa de alimentos y los requerimientos exigidos por el CLIENTE, se realizó la unión de los componentes internos del recipiente, con el proceso de soldadura GTAW y aporte T316L, garantizando uniones lisas, es decir, que se pulieron, con el fin de evitar puntos de acumulación de producto y evitar futuras contaminaciones tanto en el producto como también en las partes del mezclador; caso contrario a las soldaduras externas del recipiente, donde solo se realizó un pasivado en los cordones; se usó los procesos de GTAW y SMAW con aporte T304 y electrodo 308L respectivamente para estas uniones. Se realizó el respectivo montaje del equipo en las instalaciones del CLIENTE y así poder comenzar con la producción.

TABLA DE CONTENIDO

1. Introducción	8
2. Objetivos	9
2.1 Objetivo general.	9
2.2 Objetivos específicos.....	9
3. Marco Teórico	9
3.1 Sistema de mezclado	9
3.3 Mecanismos Básicos De Mezcla.....	10
3.4 Factores de diseño	11
4. Metodología	14
4.1 Fase I: Revisión bibliográfica.	14
4.2 Fase II: Diseño de elementos.	14
4.3 Fase III: Construcción.	14
5. Diseño.....	14
5.1 Cálculo para el dimensionamiento del recipiente	14
5.2 Cálculo de Potencia	16
5.2.1 Potencia del Motorreductor.....	16
5.2.2 Selección del motor y reductor	21
5.2.3 Selección del motor.....	21
5.2.4 Selección del reductor.....	22
5.2.5 Potencia del chopper	23
5.2.6 Selección del motor del chopper.....	27
5.3 Diseño de las paletas	28
5.4 Cálculo del eje de las paletas.....	33
5.5 Cálculo espesor de las paletas	39
5.6 Cálculo del eje principal.....	44
5.6.1 Análisis por torsión.....	44
5.6.2 Análisis por deflexión.....	49
5.7 Selección de rodamientos.....	57
5.8 Selección de los tornillos para el eje	59
5.9 Cálculo para espesor del recipiente	60
5.10 Cálculo de soportes	64
5.10.1 Soporte 1	64
5.10.2 Soporte 2	66

5.10.3 Soporte 3	68
5.10.4 Selección de los tornillos para la unión de los soportes 2 y 3.....	70
5.10.5 Soporte 4	72
6. Conclusiones	75
7. Diseño CAD	77
8. Registro fotográfico del mezclador	78
9. Referencias bibliográficas	79

Índice de Figuras

Figura 1: (a)Desempeño de la fuerza normal de contacto vs ángulo (b) Resultados de desviación estándar vs revolución [6].	12
Figura 2: Estados de mezcla en las rotaciones 2.5 y 5 en los Casos 1-1-A a 1-3-A [7].	12
Figura 3: Vista Isométrica de las secciones de la mezcla.	17
Figura 4: Vista frontal de las secciones de la mezcla.	17
Figura 5: Tabla de motores trifásicos TECHTOP IE2 [12].	21
Figura 6: Lista de reductores marca SITI a 60 Hz [13].	22
Figura 7: Peso de los reductores marca SITI [13].	23
Figura 8: Isométrico del chopper.	23
Figura 9: Vista frontal y superior del chopper.	24
Figura 10: Ubicación del chopper en el recipiente.	24
Figura 11: Volumen a superior al chopper.	25
Figura 12: Volumen de la masa de producto superior al chopper.	26
Figura 13: Tabla de motores trifásicos TECHTOP IE2 [12].	27
Figura 14: Dimensiones de la paleta.	28
Figura 15: Disposición de las paletas en el eje.	29
Figura 16: Medidas de desplazamiento de la paleta.	29
Figura 17: Desplazamiento de la paleta.	30
Figura 18: Volumen que desplaza la paleta.	30
Figura 19: Comportamiento de la mezcla.	32
Figura 20: Contacto del producto en la paleta hasta el eje.	34
Figura 21: Diagrama de cuerpo libre en la paleta.	35
Figura 22: Diagrama de la carga distribuida en el eje de la paleta.	35
Figura 23: Diagrama de cuerpo libre en el eje de la paleta.	36
Figura 24: Diagrama de deflexión del eje de la paleta.	38
Figura 25. Diagrama de cuerpo libre de la carga en la paleta.	40
Figura 26: Dimensiones de media paleta.	40
Figura 27: Eje macizo principal	46
Figura 28. Propiedades del eje macizo.	46
Figura 29: Dimensiones del reductor [17].	49
Figura 30: Esquema de montaje recipiente y eje.	50
Figura 31: Dimensiones iniciales de las puntas del eje principal.	51
Figura 32: Dimensiones iniciales de la sección tubular del eje principal.	51
Figura 33: Dimensiones de las chavetas.	52
Figura 34: Dimensiones de la chaveta.	53
Figura 35: Esquema de las cargas en el eje principal.	53
Figura 36: Modelo del eje en el software SOLID EDGE V17.	54
Figura 37: Resultados del análisis de deflexión del eje principales.	54
Figura 38: Dimensiones óptimas de las puntas del eje principal.	55

Figura 39: Dimensiones óptimas de la sección tubular del eje principal.	56
Figura 40: Resultados óptimos de deflexión para el eje principal	56
Figura 41: Rodamientos de bolas de SKF [22].	58
Figura 42: Características de las chumaceras SYJ 100 TF [22].....	58
Figura 43: Diagrama de cargas para un tornillo en la punta del eje principal.....	59
Figura 44: Diagrama de fuerzas para el chopper.....	62
Figura 45: Eficiencia de soldadura para juntas a tope [24].	63
Figura 46. Medidas generales del soporte 1.	64
Figura 47: Diagrama de cuerpo libre para el soporte 1.	65
Figura 48: Dimensiones del soporte 1.	66
Figura 49: Medidas generales del soporte 2.	66
Figura 50: Diagrama de cuerpo libre para el soporte 2.	67
Figura 51: Dimensiones del soporte 2.	68
Figura 52: Dimensiones del soporte 3.	69
Figura 53: Diagrama de cuerpo libre para el soporte 3.	69
Figura 54: Diagrama de cargas para la placa unión.	70

Índice de Tablas

Tabla 1: Propiedades de la sal.	14
Tabla 2: Deflexión de tubería inoxidable T316L Schedule.	39
Tabla 3: Análisis de torsión para tubería T316L Schedule.	48
Tabla 4: Pendiente máxima para selección de rodamientos [12].	57

1. Introducción

La mezcla de sólidos y en particular, la mezcla de polvos han sido abarcadas en muchas industrias como, por ejemplo, la industria farmacéutica (preparación de medicamentos), la industria química (fabricación de detergentes), industria cosmética (preparación de maquillaje), construcción (preparación de cemento), industria de alimentos (productos instantáneos o mezcla de materias primas), entre otras. El objetivo de todas estas operaciones es dar la mejor homogeneización de dos o más componentes. La diversidad de productos y aplicaciones que se pueden encontrar ha dado lugar a una multiplicidad de aparatos de mezcla [1].

Para este caso, la empresa VIBRASEC S.A.S. recibió la propuesta de realizar una máquina mezcladora de paletas capaz de mezclar 1000 Kilogramos de sal. Para la implementación de un mezclador se debe tener en cuenta el diseño del mismo, el cual debe garantizar que los ciclos de mezcla sean rápidos, proporcionar una mezcla uniforme, de alta capacidad, y eficiente, es decir, ahorrar energía en el proceso. Por lo tanto, siempre se debe tener presente la densidad, volumen, velocidad de rotación y contenido de humedad del producto a mezclar (sólo si lo presenta) [2].

En la actualidad existe una gran variedad de mezcladores, cada uno depende del interés final de la aplicación. Para seleccionar el tipo de mezclador adecuado, se tiene presente el proceso que debe realizar, espacio de aplicación, capacidad del mismo, producto a mezclar, así como los costos correspondientes para su fabricación. Por lo anterior, los mezcladores más recomendados son los que presentan en su diseño, una carcasa estacionaria.

En este caso, por requisitos del CLIENTE, se ha llegado a la conclusión de realizar un mezclador de tambor horizontal de paletas para un producto en polvo (sal), con capacidad de mezcla de 1000 kilogramos por lote, es por eso que la empresa VIBRASEC S.A.S. realizará el estudio de diseño y luego realizará la fabricación del mismo, buscando optimización en el diseño y selección de materiales para obtener disminución en costos de producción.

2. Objetivos

2.1 Objetivo general.

Realizar el análisis técnico para diseñar y fabricar una máquina mezcladora de paletas con chopper capaz de mover una masa de 1000 Kg de sal, requerida por la empresa cliente.

2.2 Objetivos específicos.

- Realizar una revisión bibliográfica para obtener información y proceder con los cálculos para encontrar la capacidad del recipiente, potencia necesaria para realizar la mezcla y dimensiones de los elementos sometidos a cargas significativas.
- Realizar el diseño de cada elemento de la máquina con su respectivo plano de taller y ensamble final.
- Realizar el montaje de la máquina y verificar su funcionamiento.

3. Marco Teórico

3.1 Sistema de mezclado

Los sistemas de mezclado pueden clasificarse de acuerdo con las fases indicadas en el proceso, las cuales pueden ser: sólidas, líquidas o gaseosas. Independientemente de cual sea el objetivo final, lo que se pretende con la mezcla es conseguir una distribución uniforme de los componentes por medio del flujo que se genera; normalmente efectuado por procedimientos mecánicos [3].

El tipo de mezclador depende de la aplicación o necesidad requerida, esto se hace con el fin de tener un proceso optimizado en calidad de producto final mezclado, tiempo de mezcla, costos de fabricación y mantenimiento, entre otras. A continuación, se mencionan algunos mezcladores para sólidos:

- Mezclador de cilindro o tambor.
- Mezclador cúbico.
- Mezclador de doble cono.
- Mezclador en V.
- Mezclador de cintas.

- Mezclador de tornillo vertical.
- Mezclador de paletas.
- Mezclador de palas planetario.
- Mezclador de barra.
- Mezclador de alta intensidad.

Para realizar el diseño de un mezclador no solo se debe tener en cuenta el elemento mezclador sino también la forma del recipiente; un elemento mezclador muy bueno, puede resultar inútil en un recipiente inadecuado [3].

3.3 Mecanismos Básicos De Mezcla

La mezcla de sólidos se considera, en general, como producida por uno o más de tres mecanismos básicos para tal fin:

- **Convección**, es decir transporte de producto o grupos de partículas de un punto a otro.
- **Difusión**, es decir, la transmisión de partículas individuales de un punto a otro, producida por la distribución de las partículas sobre una superficie acabada de crear.
- **Cizalla**, es decir la creación de planos de resbalamiento dentro de la masa como resultado de la mezcla de grupos de partículas.

Las propiedades de los productos que más influyen su mezcla son el tamaño, forma y densidad de la partícula. Además, son importantes características superficiales y de flujo, fragilidad, contenido de humedad y tendencia a formar aglomerados. Cuanto más próximas son la forma, el tamaño y densidad de los ingredientes, más fácil es la operación de mezcla y más íntima la mezcla resultante [4].

Una vez que los mecanismos de mezclado alcanzan un estado de equilibrio, queda definido el estado de la mezcla final y continuar con la operación de mezclado no proporcionará mejores resultados [4].

3.4 Factores de diseño

En el caso particular del diseño de la mezcladora, se debe comenzar por indicar el tipo de productos para los cuales la máquina podrá realizar su labor eficientemente, indicando las características necesarias de los mismos, como por ejemplo densidad, humedad, grado de segregación, etc.

De la misma manera, es necesario conocer las limitaciones físicas que existirán para la construcción, es decir, el espacio físico del que se dispone para colocar la mezcladora, el nivel en que se la ubicará y el medio en que operará. Para mezcladores horizontales, ya sean de cintas o de paletas, según recomendaciones de fabricantes, la capacidad del producto debe estar entre 30% y 70% de la capacidad total del recipiente para obtener una eficiencia sobresaliente en el proceso [5].

Las condiciones en las que la máquina deberá operar también son de interés; esto es, si el proceso será continuo o por lotes, el lugar que le corresponderá dentro del proceso productivo, la temperatura del lugar, la acción del producto a los elementos de la máquina; es decir, corrosión, abrasión, etc.

La influencia de las configuraciones de las paletas sobre la fuerza normal ejercida a las partículas del producto es un factor que depende del ángulo de disposición de las paletas. Según Mohammadreza Ebrahimi, Amirsalar Yaraghi, Farhad Ein-Mozaffari en su estudio “El efecto de las configuraciones de impulsor en la mezcla de partículas en un mezclador de paletas agitado” analiza varias opciones de configuraciones para las paletas, buscando que el rendimiento de mezcla sea alto y el efecto de la fuerza normal que las paletas generarán sobre producto sea bajo. En este estudio trabajan con 5 ángulos diferentes (0° , 30° , 45° , 60° y 90°) con respecto al eje axial del recipiente. En general, las paletas de ángulo de 30° y 45° proporcionaron un mejor rendimiento de mezcla. El análisis de la fuerza de contacto normal de la paleta-partícula mostró que las paletas en ángulo ejercían menor fuerza sobre las partículas en comparación con el ángulo de 0° y 90° , esto es de gran ayuda para evitar que se genere compactibilidad en el producto y minimizar el efecto dinámico y el desgaste en las paletas y el recipiente [6].

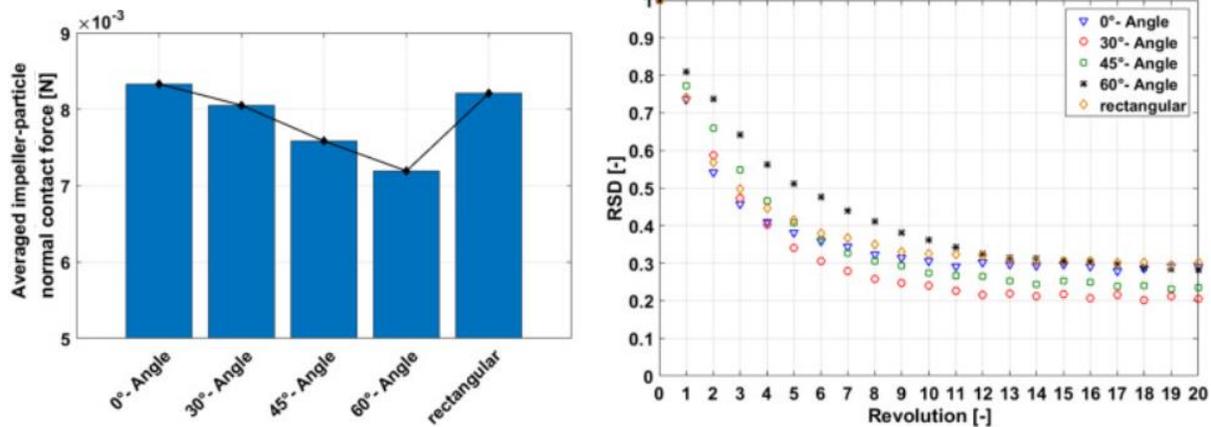


Figura 1: (a)Desempeño de la fuerza normal de contacto vs ángulo (b) Resultados de desviación estándar vs revolución [6].

Se puede observar en la Figura 1(a) como varía la fuerza ejercida por la paleta en el producto, según la configuración del ángulo y en la Figura 1(b) como el ángulo influye en la calidad de mezcla, los valores RSD (Resultados de desviación estándar) indican que, un resultado cercano a 0, la mezcla tiene mayor eficiencia, en caso contrario, se tiene un valor cercano a 1.

Otro aspecto que Yoshiharu Tsugen, Takeshi Nishinomiya, Mikio Sakai, Sumi Yamazaki vieron como era influyente para mejorar el efecto de la mezcla en su estudio, “Simulación DEM para un diseño óptimo de la mezcla de polvo en un mezclador de cinta” donde notaron que, el ancho de la cuchilla (paleta) se identificó como un parámetro influyente para lograr una mejor mezcla en el mezclador de cinta, es decir, se demostró que el estado de mezcla mejoraba cuando el ancho de la cuchilla era más ancho [7].

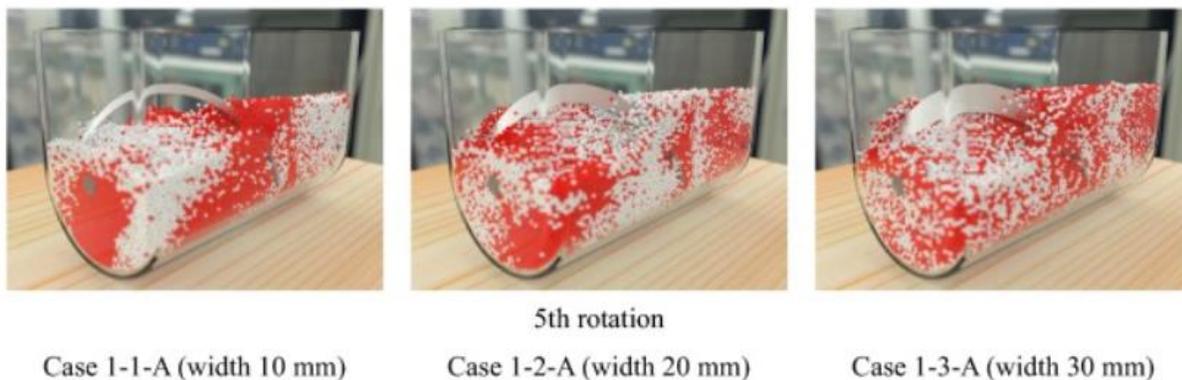


Figura 2: Estados de mezcla en las rotaciones 2.5 y 5 en los Casos 1-1-A a 1-3-A [7].

Estos parámetros son de gran ayuda al momento de realizar el diseño de las paletas del mezclador.

La corrosión del acero inoxidable por iones de cloruro y vapor de agua en la atmósfera representará una grave amenaza para la seguridad operativa y la fiabilidad del almacenamiento en seco provisional. El alto contenido de cloruro no sólo aumenta la sensibilidad de picadura, sino que también ayuda a la propagación de grietas en el acero inoxidable. Es por eso que los componentes como uniones, tornillos, tuercas, soldaduras, ejes, láminas, entre otros, que entran en contacto directo con el producto deben ser de un material adecuado para evitar este tipo de corrosión. [8]

Otro aspecto del pobre rendimiento de los mezcladores son las fallas de inspección y un inapropiado mantenimiento a los interiores de la máquina. También figuran como fuentes de problemas el calentamiento, alteración o fractura del equipo de mezclado.

Finalmente, es necesario conocer la disponibilidad económica que se le dará al proyecto, para elegir la mejor alternativa de solución que cumpla eficientemente la tarea de mezcla.

Los procesos a tener en cuenta para este proyecto son: soldadura, conformado (doblado, corte), mecanizado los cuales deben ser inspeccionados bajo sus respectivos criterios, por ejemplo, el mecanizado debe cumplir con ajustes y tolerancias [9], donde las requiera, y bajo las normas de diseño; para la soldadura se deberá realizar inspección de ensayos no destructivos como inspección visual [10]. También se analizará si se requiere someter la soldadura a ensayos destructivos.

La industria alimentaria está sujeta a normas de higiene muy estrictas que se deben cumplir al 100 % para evitar la acumulación de producto y con esto la adhesión de gérmenes y bacterias, es por eso que, las uniones soldadas deben ser lo más lisas posible y, sobre todo, no ser porosas. Por eso, en la industria alimentaria se utiliza principalmente el acero inoxidable, que se distingue por su resistencia a la corrosión y es también muy fácil de soldar. En cuanto a la higiene, cumple con los requisitos legales de calidad de la estructura de la superficie, la dureza, la resistencia al calor y la facilidad de limpieza del material. No obstante, el acero inoxidable no basta por sí solo, también es necesaria la soldadura GTAW (Gas Tungsten Inert Weld). El proceso GTAW con su arco voltaico extremadamente estable puede garantizar cordones de soldadura libres de poros e irregularidades que cumplan las normas de higiene. Esto se debe, en parte, a que los cordones realizados con GTAW son muy resistentes a las fisuras [11].

4. Metodología

Para el desarrollo de la propuesta se establecen fases que cumplen con los objetivos planteados anteriormente, se formula cada una de las fases y sus respectivas actividades a fin de diseñar y construir la máquina.

4.1 Fase I: Revisión bibliográfica.

En esta fase se cumplirá con el primer objetivo, de analizar los diferentes tipos de mezcladoras existentes para seleccionar el sistema más eficiente; analizando la información se logrará proponer las condiciones iniciales para realizar el dimensionamiento.

4.2 Fase II: Diseño de elementos.

En esta fase se definirán los cálculos de diseño de los diferentes elementos y partes que integran la máquina que estarán sometidos a cargas significativas. Se usará el software de diseño SOLID EDGE para la simulación de dicha máquina y se incorporarán los respectivos criterios para que cumplan con condiciones óptimas.

4.3 Fase III: Construcción.

Se realizará la fabricación de cada componente en el taller y, por último, el respectivo montaje para poner en funcionamiento.

5. Diseño

5.1 Cálculo para el dimensionamiento del recipiente

Dados los requerimientos del cliente, se muestra las características del producto a mezclar que es sal:

Tabla 1: Propiedades de la sal.

PRODUCTO	SAL
MASA [Kg]	1000
DENSIDAD [Kg/m ³]	1200

Primero se debe calcular el volumen que ocupará el producto, así:

$$\rho = m/V_{\text{producto}}$$

Donde ρ es la densidad de la sal, m es la masa y V es el volumen que ocupa, por lo tanto:

$$V_{\text{producto}} = \frac{m}{\rho}$$
$$V_{\text{producto}} = \frac{1000 \text{ Kg}}{1200 \text{ Kg/m}^3}$$
$$V_{\text{producto}} = 0.834 \text{ m}^3$$

Es importante tener en cuenta que, la eficiencia de la mezcla depende de muchos factores, como, el volumen de llenado, la velocidad del eje principal, la forma y disposición de las paletas, las propiedades del producto, entre otras. Es por eso que, se decide trabajar con un llenado del 60% del recipiente, es decir:

$$V_{\text{recipiente}} = 0.834 \text{ m}^3 \times \frac{100\%}{6\%}$$

$$V_{\text{recipiente}} = 1.4 \text{ m}^3$$

Con este resultado se puede comenzar a dar unas medidas generales al recipiente, como el diámetro y la longitud del mismo. Por lo general, el diámetro de un recipiente está entre 800 y 1100 milímetros y la longitud depende del volumen de trabajo. Se debe tener en cuenta que, a mayor diámetro, la longitud de las paletas aumenta y el torque necesario para mover el contenido también aumenta. Se decide trabajar con un diámetro interior del recipiente de 964 milímetros. También se conoce que, comercialmente las láminas de acero son fabricadas en tamaños de 4x8 ft (1220x2440 mm) y de 5x10 ft (1524x3048 mm), para después realizar el proceso de rolado y formar el cilindro; usando la segunda opción de lámina, se obtiene un diámetro interno de 964 milímetros, para evitar trabajos adicionales de cortes o añadidos de láminas y soldadura.

Para encontrar la longitud del recipiente se utiliza la siguiente Ecuación:

$$V_{recipiente} = \frac{\pi \times d_1^2}{4} \times L$$

Donde $V_{recipiente}$ es el volumen del recipiente, d_1 es el diámetro del recipiente y L la longitud del mismo. Despejando y reemplazando se tiene que la longitud es:

$$L = \frac{4 \times V_{recipiente}}{\pi \times d_1}$$

$$L = \frac{4 \times 1.4 \text{ m}^3}{\pi \times 0.964 \text{ m}}$$

$$L = 1.920 \text{ m} \approx 1.93 \text{ m}$$

Es decir, que una lámina rolada de 5'x10', tendrá un diámetro interior de 964 mm y 1524 mm de longitud, y se debe añadir un tramo de 406 mm.

5.2 Cálculo de Potencia

5.2.1 Potencia del Motorreductor

Se procede a calcular la potencia necesaria del motor eléctrico, para realizar la mezcla. Se debe garantizar que, la máquina no siempre trabaje a máxima carga, es por eso, que se usará un factor de servicio de 1.2 en la masa de sal. Este dato se usará solo para realizar cálculos de potencia, más no, para el volumen del recipiente, teniendo una masa total de producto de 1200 Kg y se realiza de la siguiente manera:

$$V_{producto} = \frac{m}{\rho}$$

$$V_{producto} = \frac{1200 \text{ Kg}}{1200 \text{ Kg/m}^3}$$

$$V_{producto} = 1 \text{ m}^3$$

- Se supone que se va a dividir el volumen del producto en dos secciones, como se muestra en la Figura 3, esto es, para calcular el volumen donde las paletas estarán en contacto con el producto y moverán solo dicha parte del producto.
- El diámetro de las paletas será de 964 mm, y el tendrá un ancho de 200 mm, para garantizar la mayor mezcla posible; pero al momento de realizar el diseño este valor podría ser menor.

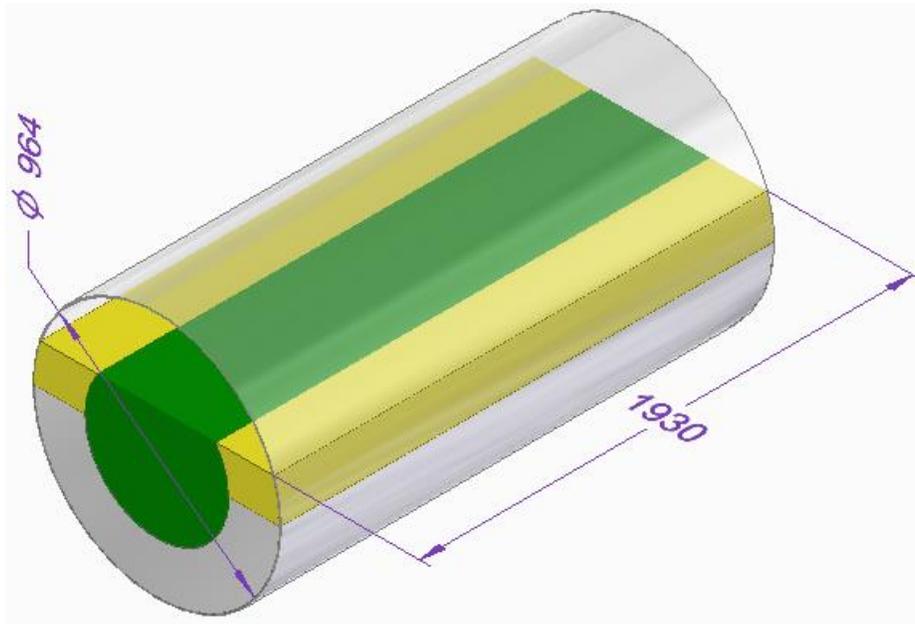


Figura 3: Vista Isométrica de las secciones de la mezcla.

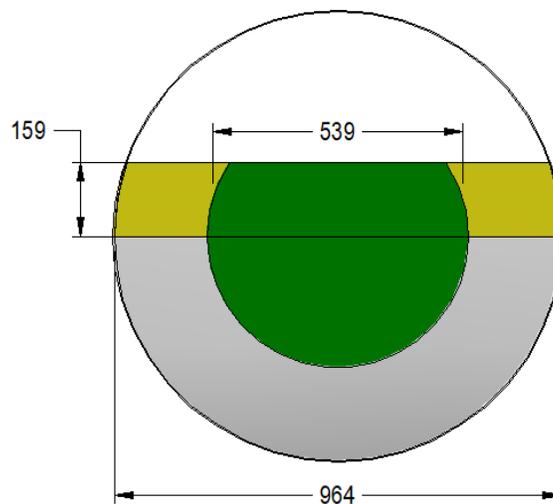


Figura 4: Vista frontal de las secciones de la mezcla.

Primero se calculará la distribución del volumen del producto en el recipiente, esto es:

- Volumen de medio cilindro:

$$V_{mc} = \frac{\pi d_1^2 L}{8}$$

Donde:

$$V_{mc} = \frac{\pi \times (0.964 \text{ m}^2) \times 1.93 \text{ m}}{8}$$

$$V_{mc} = 0.704 \text{ m}^3$$

Es decir, que en la parte superior del cilindro hay una porción de producto, esto es:

$$V_{sup} = V_{producto} - V_{mc}$$

$$V_{sup} = 1 \text{ m}^3 - 0.704 \text{ m}^3$$

$$V_{sup} = 0.296 \text{ m}^3$$

Como la longitud ya fue definida, siendo 1.93 m, se puede encontrar la altura del producto que supera la mitad del recipiente, asumiendo que las paredes del recipiente son rectas y no una curva, se puede asumir esto, ya que el contenido del producto no siempre va a ser uniforme, de esta manera:

$$V_{sup} = h \times d_1 \times L$$

$$h = \frac{V_{sup}}{d_1 \times L}$$

$$h = \frac{0.296 \text{ m}^3}{0.964 \text{ m} \times 1.93 \text{ m}}$$

$$h = 0.159 \text{ m}$$

Teniendo esta distribución de llenado del producto, se calcula la parte de volumen que va a estar sometida a la mezcla por las paletas. Primero se calcula la parte del medio cilindro, así:

$$V_1 = \frac{\pi \times (d_1^2 - d_2^2) \times L}{8}$$

$$V_1 = \frac{\pi \times (0.964^2 m - 0.564^2 m) \times 1.93 m}{8}$$

Donde d_2 es el ancho de la paleta, es decir $d_2 = 0.2 m \times 2 = 0.4 m$.

$$V_1 = 0.463 m^3$$

Ahora la porción de volumen restante en la parte superior que está en contacto con la paleta, es:

$$V_2 = (d_1 - d_2) \times h \times L$$

$$V_2 = (0.964 m - 0.564) \times 0.159 m \times 1.93 m$$

$$V_2 = 0.123 m^3$$

Con esto, se puede asumir que el volumen total que, por lo general va a estar sometido a la mezcla, es:

$$V_{mezcla} = V_1 + V_2$$

$$V_{mezcla} = 0.463 m^3 + 0.123 m^3$$

$$V_{mezcla} = 0.586 m^3$$

El peso que la paleta debe remover continuamente para realizar la mezcla es:

$$W_{mezcla} = V_{mezcla} \times \rho \times g$$

Donde ρ es la densidad de la sal y g es la gravedad con un valor de $9.81 m/s^2$

$$W_{mezcla} = 0.586 m^3 \times 1200 \frac{Kg}{m^3} \times 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_{mezcla} = 6898.392 N$$

El torque necesario para generar la mezcla es:

$$T = W_{mezcla} \times \frac{d_1}{2}$$

$$T = 6898.392 N \times \frac{0.964 m}{2}$$

$$T = 3325 Nm$$

Por último, se calcula la potencia del motor, así:

$$Potencia = \frac{T \times n}{9550}$$

Donde n , son las revoluciones de las paletas, la cual es de 60 rpm, por lo tanto:

$$Potencia = \frac{3325 Nm \times 60 rpm}{9550}$$

$$Potencia = 20.9 KW$$

$$Potencia = 20.9 KW \times \frac{1 HP}{0.746 KW}$$

$$Potencia = 28 HP$$

5.2.2 Selección del motor y reductor

5.2.3 Selección del motor

Con el torque y la potencia necesaria para realizar la mezcla, se procede a seleccionar el motor y el reductor más adecuado. Se trabajará con un motor de la marca *TECHTOP* y un reductor marca SITI, que son marcas de gran comercio en la industria colombiana.

En la Figura 5, se muestra una lista de motores de la marca *TECHTOP*, de clase *IE2*, que son motores de alta eficiencia, de 4 polos a 1500 RPM, estas revoluciones son a de 50 Hz frecuencia, ya que son fabricados en Europa, pero las características de los motores a 60 Hz, son muy similares y a 1800 RPM.

De esta manera se selecciona un motor trifásico *TECHTOP IE2 T2C 180L-4*, el cual ofrece una potencia de 25 KW a 1460 rpm, una eficiencia de $\eta = 91.6 \%$, un factor de potencia de $F.P. = 0.88$ y un peso de $W_{motor} = 215 \text{ Kg}$, como se muestra en la Figura 5. De igual manera el catalogo especifica algunas recomendaciones de uso y mantenimiento [12].

IE2 Efficiency Motors Technical Data												
Model	Power (KW)	Speed (r/min)	FL Current (A)	Eff (%)	PF (COS ϕ)	Tn (N.M)	Ist/In (Times)	Tst/Tn (Times)	Tmin/Tn (Times)	Tmax/Tn (Times)	W.T (kg)	Moment of inertia (kg*m ²)
4 Pole 1500 rpm Synchronous Speed 50Hz												
T2C 802-4	0.75	1420	1.92	79.6	0.71	5.04	5.7	2.5	2.1	2.6	16.0	0.00128
T2C 90S-4	1.1	1430	2.75	81.4	0.71	7.35	6.1	2.5	2.1	2.6	20.0	0.00315
T2C 90L-4	1.5	1430	3.53	82.8	0.74	10.02	6.5	2.5	2.0	2.6	24.0	0.00411
T2C 100L1-4	2.2	1430	4.71	84.3	0.80	14.69	6.6	2.2	2.0	2.6	34.0	0.00883
T2C 100L2-4	3	1435	6.33	85.5	0.80	19.97	7.6	2.2	2.0	3.0	35.0	0.01039
T2C 112M-4	4	1435	8.23	86.6	0.81	26.62	7.9	2.2	2.0	3.0	45.0	0.01369
T2C 132S-4	5.5	1440	10.91	87.7	0.83	36.48	8.8	2.2	1.8	3.0	63.0	0.02966
T2C 132M-4	7.5	1440	14.70	88.7	0.83	49.74	9	2.2	1.6	3.0	77.5	0.03981
T2C 132M2-4	9.2	1440	17.82	88.7	0.84	61.01	8.8	2.2	1.6	3.0	85.0	0.04700
T2C 160M-4	11	1440	21.30	89.8	0.83	72.95	7.1	2.5	1.6	2.5	119.0	0.08670
T2C 160L-4	15	1450	27.47	90.6	0.87	98.79	8.9	2.5	1.6	2.5	146.0	0.11272
T2C 180M-4	18.5	1450	34.05	91.2	0.86	121.8	8.6	2.5	1.6	2.8	161.0	0.14084
T2C 180L-4	22	1460	39.4	91.6	0.88	143.9	8.1	2.5	1.6	2.8	176.0	0.16541
T2C 180L2-4	25	1460	44.8	91.6	0.88	163.5	8.5	2.5	1.6	2.8	215.0	0.19433
T2C 200L-4	30	1460	53.3	92.3	0.88	196.2	8.5	2.5	2.1	3.0	242.0	0.27306
T2C 225S-4	37	1470	65.5	92.7	0.88	240.4	7.6	2.2	1.3	2.3	315.0	0.50439
T2C 225M-4	45	1480	78.4	93.1	0.89	290.4	7.7	2.2	1.3	2.3	340.0	0.59389
T2C 250M-4	55	1480	98.7	93.5	0.86	354.9	8.6	2.5	1.5	2.5	420.0	0.70950

Figura 5: Tabla de motores trifásicos *TECHTOP IE2* [12].

Debido a la eficiencia que presentan los motores eléctricos, se verifica que esta potencia sea mayor o igual a la necesaria, ya que, aún no se tienen presentes los pesos del material, de este modo se tiene:

$$Potencia_{motor} = 25 \text{ KW} \times \frac{1 \text{ HP}}{0.746 \text{ KW}} \times 0.916$$

$$Potencia_{motor} = 30.7 \text{ HP}$$

$$Potencia_{motor} > Potencia_{mezcla}$$

$$30.7 \text{ HP} > 28 \text{ HP}$$

5.2.4 Selección del reductor

El reductor que se seleccionará, brinda un torque y revoluciones mayores a las necesarias para realizar la mezcla, es por eso, que se pondrá a disposición de un variador de frecuencia para garantizar las revoluciones de trabajo (60 rpm) sin alterar el torque de salida. En la Figura 6, se muestra la selección del reductor, con una revolución de entrada de 1800 rpm, el cual brinda $rev = 115 \text{ rpm}$, un torque de $T = 3441 \text{ Nm}$, a 60 Hz de frecuencia, siendo un reductor SITI NHL 70/2 [13].

NHL 70/2 60Hz			Albero lento / Output shaft / Abtriebswelle Arbre petite vitesse / Eje lento / Eixo de saída							D = 70 mm	
i	3360			1680			1080			RD	P _i
	n ₂	M ₂	kW ₁	n ₂	M ₂	kW ₁	n ₂	M ₂	kW ₁		
5,52	609	1350	88,7	304	1860	61,1	196	2090	44,1	0,97	
6,53	515	1418	78,7	257	1953	54,2	165	2195	39,2	0,97	
7,42	453	1620	79,2	226	2232	54,6	146	2508	39,4	0,97	
8,86	379	1823	74,6	190	2511	51,4	122	2822	37,1	0,97	
10,2	329	2093	74,4	165	2883	51,3	106	3240	37	0,97	
11,25	299	2363	76,2	149	3255	52,5	96	3658	37,9	0,97	
13,14	256	2430	67,1	128	3348	46,2	82,2	3762	33,4	0,97	
14,67	229	2498	61,8	115	3441	42,5	73,6	3866	30,7	0,97	
17,55	191	2565	53	95,7	3534	36,5	61,5	3971	26,4	0,97	
20	168	2633	47,7	84	3627	32,9	54	4076	23,8	0,97	
23,06	146	2700	42,5	72,9	3721	29,3	46,8	4180	21,1	0,97	
27	124	2700	36,3	62,2	3720	25	40	4179	18	0,97	
32,25	104	2700	30,4	52,1	3719	20,9	33,5	4182	15,1	0,97	
35,59	94,4	2700	27,5	47,2	3721	19	30,3	4180	13,7	0,97	
39,6	84,8	2700	24,7	42,4	3721	17	27,3	4182	12,3	0,97	
44,5	75,5	2700	22	37,8	3719	15,2	24,3	4182	11	0,97	

Figura 6: Lista de reductores marca SITI a 60 Hz [13].

PESO DE LOS REDUCTORES ES	 [Kg]
NHL 20/2	4,5
NHL 25/2	15,5
NHL 30/2	26
NHL 35/2	28
NHL 40/2	35
NHL 50/2	52
NHL 60/2	104,5
NHL 70/2	160
NHL 90/2	205
NHL 100/2	380
NHL 25/3	14,5
NHL 30/3	25,5

Figura 7: Peso de los reductores marca SITI [13].

5.2.5 Potencia del chopper

Este sistema es usado para ayudar a separar la aglomeración de partículas, en especial cuando el producto tiene gran densidad y compactabilidad, en este caso, es óptimo usar este chopper, para mitigar este tipo de dificultad y lograr que el producto tenga gran fluidez. De manera análoga, para calcular la potencia del motorreductor, se procede a realizar el análisis para el cálculo de la potencia del chopper. Se calcula el volumen que estará en contacto con las aletas del mismo. A continuación, se muestra un esquema del chopper:

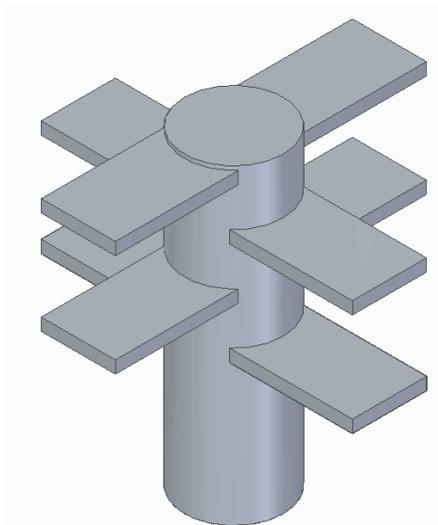


Figura 8: Isométrico del chopper.

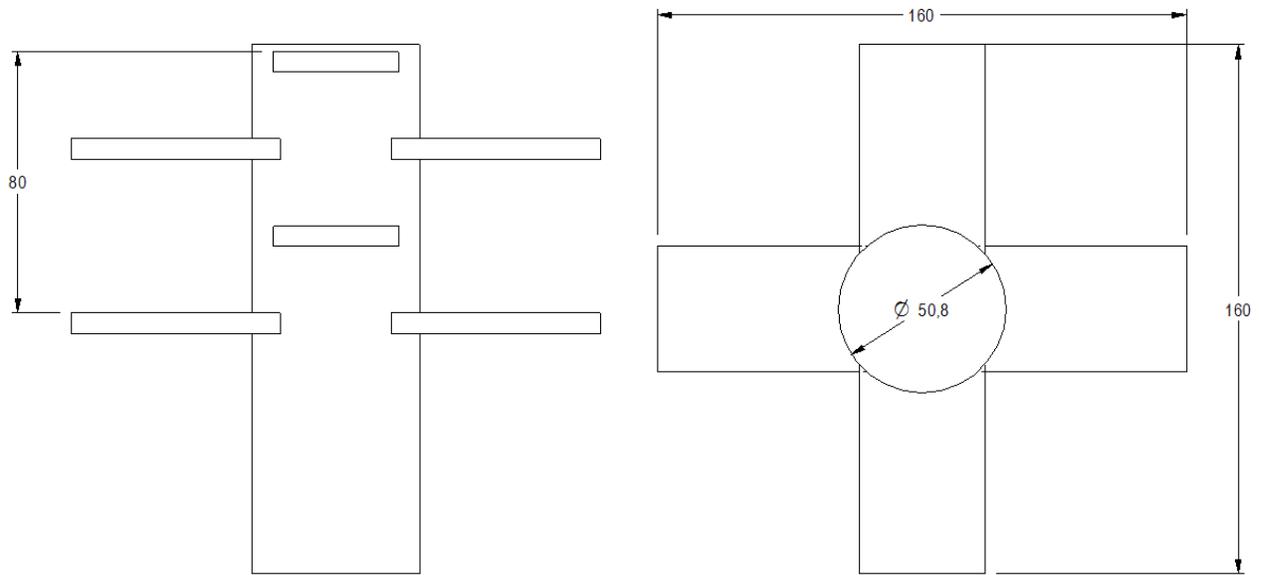


Figura 9: Vista frontal y superior del chopper.

La ubicación del chopper en el mezclador será a 30° con respecto a la horizontal de uno de los ejes centrales del recipiente, como se muestra a continuación:

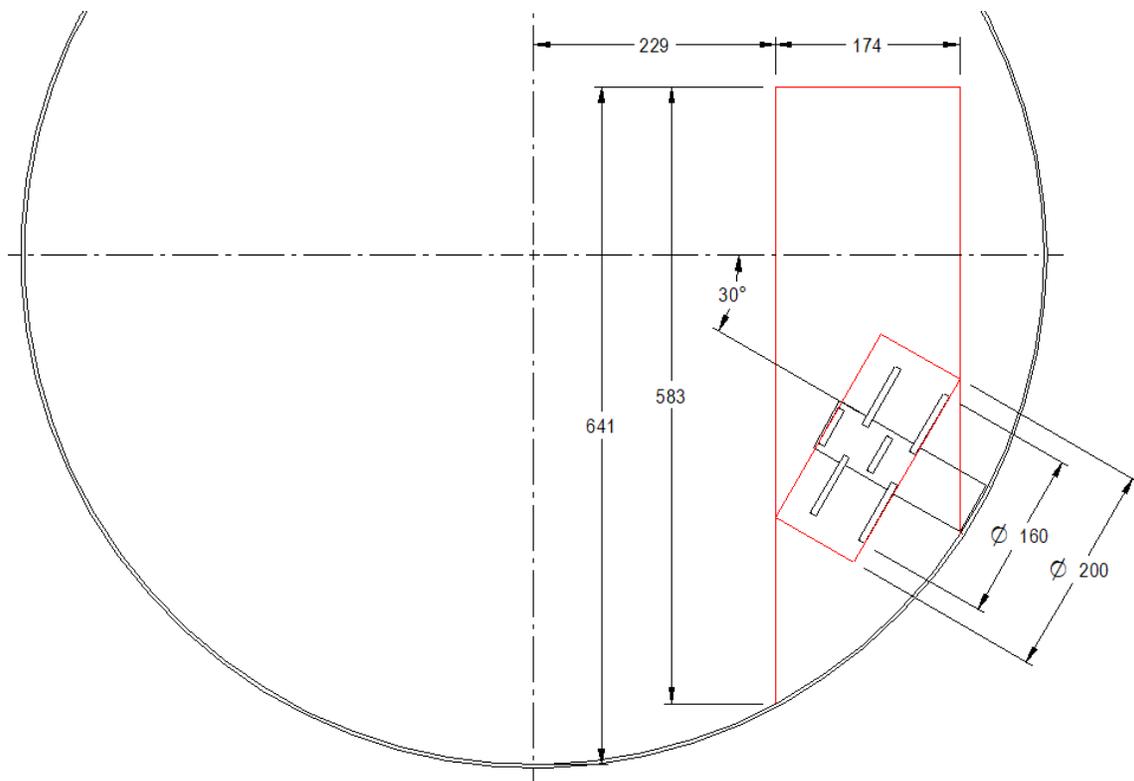


Figura 10: Ubicación del chopper en el recipiente.

Como se muestra en la Figura 10, se asume que tiene un mayor alcance en la rotación, es decir, un diámetro de 200 mm, debido a la fuerza centrípeta generada por las paletas, además su función es triturar material, no realizar mezcla. Con estas dimensiones es posible calcular el volumen. Se aclara que se tiene en cuenta el producto que se encuentra en la parte superior del chopper, ya que, al momento de poner en funcionamiento todo el sistema se debe garantizar que la fuerza de las paletas rompan con la inercia del producto sobre estas, de este modo se tiene el volumen así:

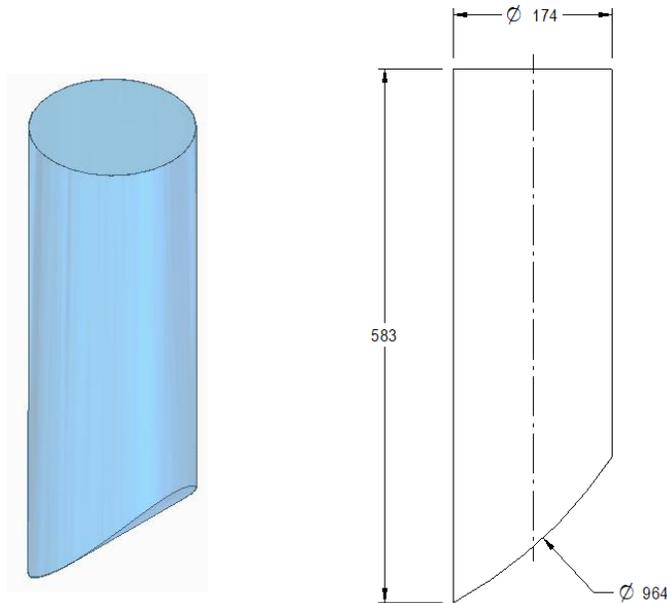


Figura 11: Volumen a superior al chopper.

Con ayuda del software *SOLID EDGE* se calcula el volumen de la geometría y con esto el peso del producto para ser impulsado, así:

$$V_{p \text{ chopper}} = 12323190,386 \text{ mm}^3$$

$$V_{p \text{ chopper}} = 0,012323 \text{ m}^3$$

$$W_{\text{peso chopper}} = \rho_{\text{sal}} \times V_{p \text{ chopper}} \times g$$

$$W_{\text{peso chopper}} = 1200 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0.012323 \text{ m}^3 \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_{\text{peso chopper}} = 145.1 \text{ N}$$

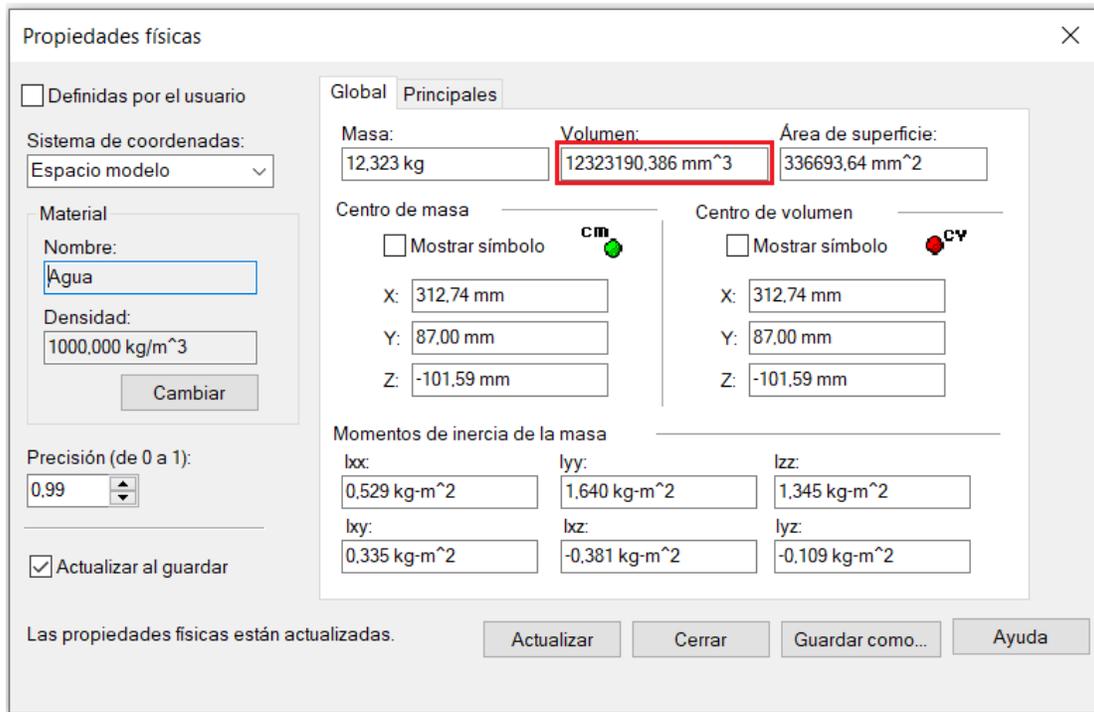


Figura 12: Volumen de la masa de producto superior al chopper.

Ahora, el torque que las paletas del chopper deben generar es:

$$T_{chopper} = W_{\text{peso chopper}} \times r_{chopper}$$

$$T_{chopper} = 145.1 \text{ N} \times 0.08 \text{ m}$$

$$T_{chopper} = 11.61 \text{ Nm}$$

Por último, se calcula la potencia del motor, así:

$$Potencia = \frac{T \times n}{9550}$$

Donde n , son las revoluciones de las paletas, la cual es de 1800 rpm , por lo tanto:

$$Potencia = \frac{11.61 \text{ Nm} \times 1800 \text{ rpm}}{9550}$$

$$Potencia = 2.19 \text{ KW}$$

$$Potencia = 2.19 \text{ KW} \times \frac{1 \text{ HP}}{0.746 \text{ KW}}$$

$$Potencia = 2.94 \text{ HP} \approx 3 \text{ HP}$$

5.2.6 Selección del motor del chopper

De manera similar a la selección del motor principal, se procede a seleccionar un motor capaz de cumplir con las condiciones para triturar, es decir, de los 2 chopper's que tendrá el mezclador.

IE2 Efficiency Motors Technical Data												
Model	Power (KW)	Speed (r/min)	FL Current (A)	Eff (%)	PF (COS φ)	Tn (N.M)	Ist/In (Times)	Tst/Tn (Times)	Tmin/Tn (Times)	Tmax/Tn (Times)	W.T (kg)	Moment of inertia (kg*m ²)
4 Pole 1500 rpm Synchronous Speed 50Hz												
T2C 802-4	0.75	1420	1.92	79.6	0.71	5.04	5.7	2.5	2.1	2.6	16.0	0.00128
T2C 90S-4	1.1	1430	2.75	81.4	0.71	7.35	6.1	2.5	2.1	2.6	20.0	0.00315
T2C 90L-4	1.5	1430	3.53	82.8	0.74	10.02	6.5	2.5	2.0	2.6	24.0	0.00411
T2C 100L1-4	2.2	1430	4.71	84.3	0.80	14.69	6.6	2.2	2.0	2.6	34.0	0.00883
T2C 100L2-4	3	1435	6.33	85.5	0.80	19.97	7.6	2.2	2.0	3.0	35.0	0.01039
T2C 112M-4	4	1435	8.23	86.6	0.81	26.62	7.9	2.2	2.0	3.0	45.0	0.01369
T2C 132S-4	5.5	1440	10.91	87.7	0.83	36.48	8.8	2.2	1.8	3.0	63.0	0.02966
T2C 132M-4	7.5	1440	14.70	88.7	0.83	49.74	9	2.2	1.6	3.0	77.5	0.03981
T2C 132M2-4	9.2	1440	17.82	88.7	0.84	61.01	8.8	2.2	1.6	3.0	85.0	0.04700
T2C 160M-4	11	1440	21.30	89.8	0.83	72.95	7.1	2.5	1.6	2.5	119.0	0.08670
T2C 160L-4	15	1450	27.47	90.6	0.87	98.79	8.9	2.5	1.6	2.5	146.0	0.11272
T2C 180M-4	18.5	1450	34.05	91.2	0.86	121.8	8.6	2.5	1.6	2.8	161.0	0.14084
T2C 180L-4	22	1460	39.4	91.6	0.88	143.9	8.1	2.5	1.6	2.8	176.0	0.16541

Figura 13: Tabla de motores trifásicos TECHTOP IE2 [12].

Como se muestra en la Figura 13, se selecciona un motor trifásico TECHTOP IE2 T2C 100L-4, el cual ofrece una potencia de 3 KW a 1435 rpm, una eficiencia de $\eta = 85.5 \%$, un factor de potencia de $F.P. = 0.80$ y un peso de $W_{motor} = 35 \text{ Kg}$. De igual manera, se verifica que la potencia sea mayor a la necesaria:

$$Potencia_{motor} = 3 \text{ KW} \times \frac{1 \text{ HP}}{0.746 \text{ KW}} \times 0.855$$

$$Potencia_{motor} = 3.4 \text{ HP}$$

$$Potencia_{motor} > Potencia_{mezcla}$$

$$3.4 \text{ HP} > 3 \text{ HP}$$

5.3 Diseño de las paletas

Para encontrar la reacción que se genera en cada paleta, se encontrará el volumen que desplaza cada una de estas, es por eso, que se realiza en análisis de una paleta. Primero se define la geometría, como se muestra a continuación:

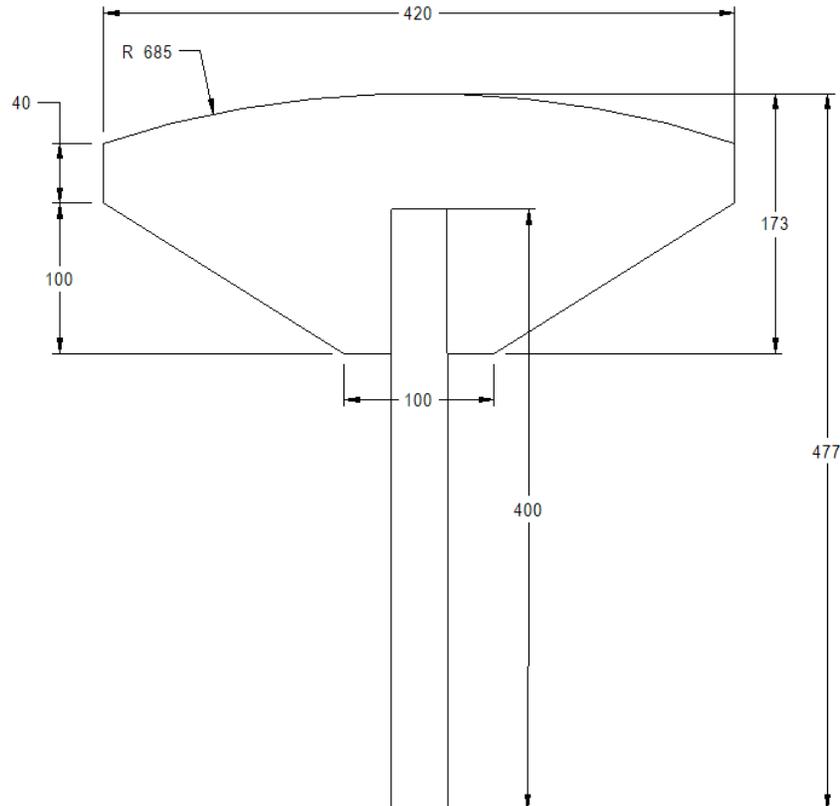


Figura 14: Dimensiones de la paleta.

Se puede ver que, la longitud total es de 477 mm, está medida es desde el eje del recipiente, es decir, que hay una luz de 5 mm, dado que el radio interno del recipiente es de 482 mm, esto se hace con el fin de evitar que la paleta y el material generen desgaste en la superficie interna del recipiente, en caso de que se genere estrangulación de material. La disposición de las paletas también es influyente, ya que, el ángulo en el que estarán ubicadas, generará mayor o menor movimiento de material y con esto, la carga a la que estarán sometidas y la efectividad de la mezcla, también variarán.

Como se ve en la Figura 15, se seleccionó un ángulo de 40° para la disposición de las paletas. Se puede ver que, de esta manera se tiene la capacidad de desplazar 322 mm de producto aproximadamente. Por lo tanto, el volumen aproximado que cada paleta puede desplazar, será:

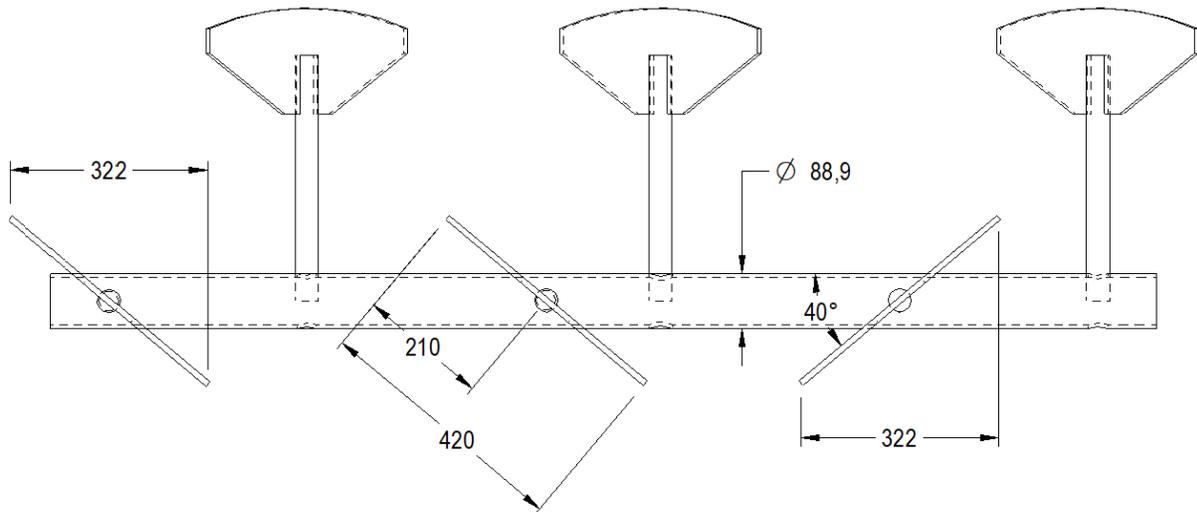


Figura 15: Disposición de las paletas en el eje.

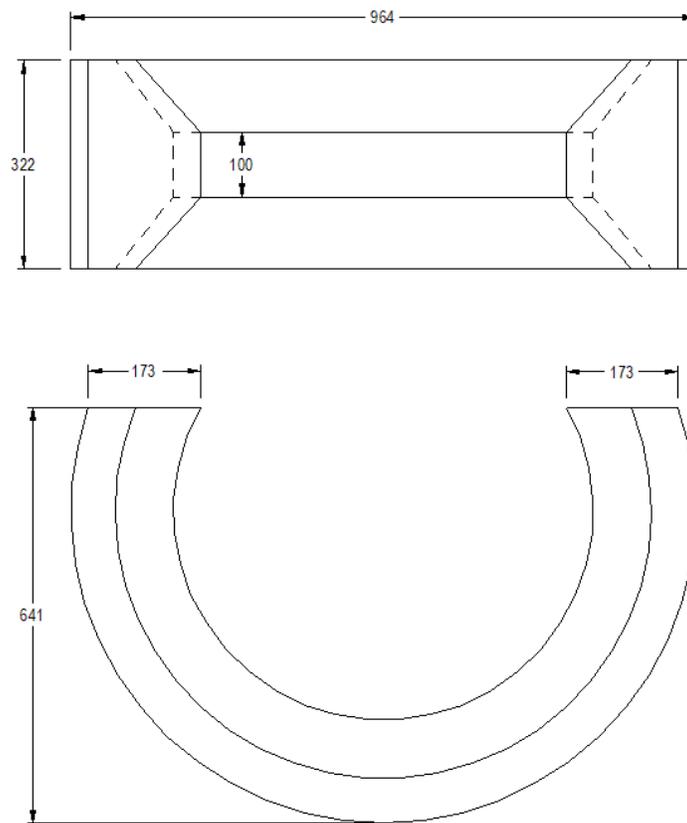


Figura 16: Medidas de desplazamiento de la paleta.

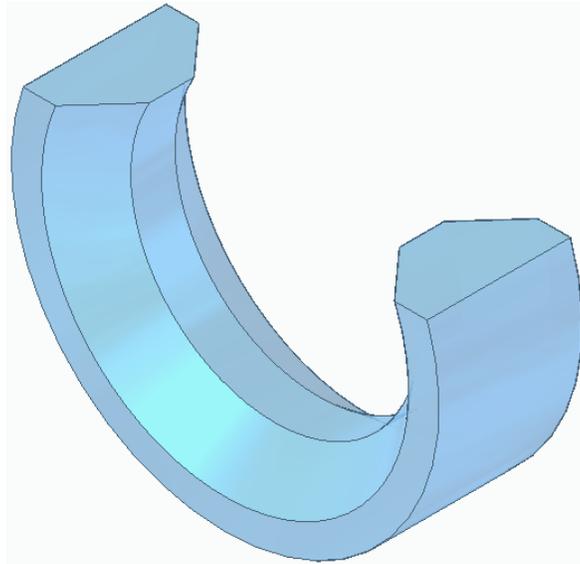


Figura 17: Desplazamiento de la paleta.

Propiedades físicas

Definidas por el usuario

Sistema de coordenadas:
Espacio modelo

Material
Nombre: Agua
Densidad: 1000,000 kg/m³
Cambiar

Precisión (de 0 a 1): 0.99

Actualizar al guardar

Las propiedades físicas están actualizadas.

Global Principales

Masa: 92.991 kg Volumen: 92991142,546 mm³ Área de superficie: 1470265,36 mm²

Centro de masa Centro de volumen

Mostrar símbolo **cm** Mostrar símbolo **cv**

X: 0,00 mm X: 0,00 mm
Y: 0,00 mm Y: 0,00 mm
Z: 0,00 mm Z: 0,00 mm

Momentos de inercia de la masa

lxx: 3,985 kg-m² lyy: 7,439 kg-m² lzz: 3,985 kg-m²
lxy: 0,000 kg-m² lxz: 0,000 kg-m² lyz: 0,000 kg-m²

Actualizar Cerrar Guardar como... Ayuda

Figura 18: Volumen que desplaza la paleta.

$$Volumen_{paleta} = 92991142,546 \text{ mm}^3$$

$$Volumen_{paleta} = 0.093 \text{ m}^3$$

Con esto, la masa del producto desplazado será:

$$Masa_{vol-paleta} = Volumen_{paleta} \times \rho_{sal}$$

$$Masa_{vol-paleta} = 0.093 \text{ m}^3 \times 1200 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$Masa_{vol-paleta} = 111.6 \text{ Kg}$$

Con este valor es posible calcular el comportamiento dinámico al que se somete el producto debido a la potencia transmitida por las paletas y dicha resultante será la fuerza normal ejercida en la paleta, de esta manera se logrará realizar el análisis de la paleta, el eje de la paleta y el eje principal.

Se puede decir que, el movimiento que las paletas generan, es una fuerza centrípeta en el producto, y cada una de ellas será capaz de desplazar la masa calculada anteriormente. De este modo la fuerza centrípeta está definida como:

$$F_C = ma_c$$

Donde F_C es la fuerza centrípeta, m es la masa que cada paleta podrá desplazar y a_c es la aceleración centrípeta.

$$a_c = \frac{v^2}{r} = \omega^2 r$$

$$\omega = 60 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \times \frac{2\pi}{1 \text{ rev}}$$

$$\omega = 6.283 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

El radio depende de la parte a analizar en la paleta, es decir, que, al aumentar el radio o ubicación a analizar en la paleta, la fuerza también aumentará, es por eso, que se seleccionará la parte más lejana de la paleta, desde el eje axial del recipiente o eje principal, para garantizar un diseño óptimo

para la paleta, eje de la paleta y eje principal. Como se indica en la Figura 14, el radio tiene un valor de $r = 477 \text{ mm} = 0,477 \text{ m}$.

Por lo tanto, el valor de la aceleración centrípeta es:

$$a_c = \left(6.283 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 \times 0.477 \text{ m}$$

$$a_c = 18.83 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Y la fuerza centrípeta que genera una paleta en el producto es:

$$F_c = 111.6 \text{ Kg} \times 18.83 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_c = 2101.43 \text{ N}$$

Se debe tener en cuenta la posición de las paletas, para saber cuál es el momento más crítico en una revolución y así encontrar la fuerza centrípeta total en dicho instante. A continuación, se muestra un esquema de la disposición de las paletas dentro del recipiente del mezclador.

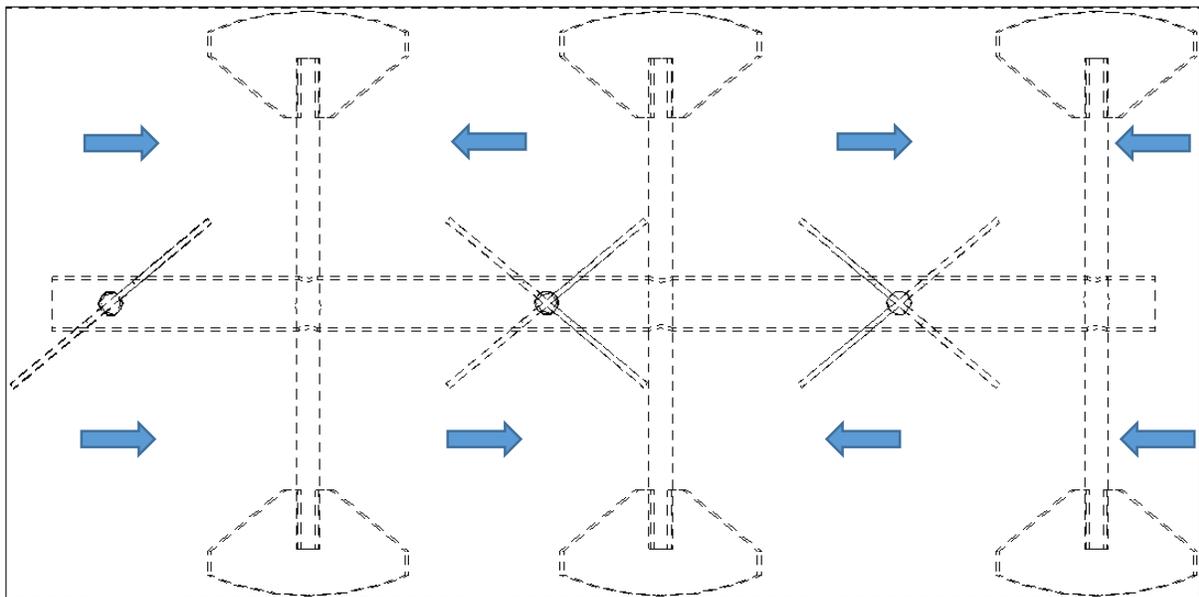


Figura 19: Comportamiento de la mezcla.

Como se puede ver en la Figura 19, la posición de las paletas en los extremos tiene igual ángulo de inclinación en su lado opuesto, esto se hace con el fin de llevar el producto siempre hacia el centro con las dos paletas dispuestas en un mismo eje, caso contrario, en la posición de las paletas centrales, donde el producto va a ser llevado hacia un lado por una paleta de un extremo y hacia el lado contrario por la otra paleta, esto se hace para disminuir el tiempo de mezcla. También se puede observar que, las paletas están ubicadas a 90° una con respecto a la siguiente, es por eso que, se puede asumir que mientras 3 paletas van a comenzar a tener contacto con el producto las otras 3 paletas han liberado la mitad de la carga, pues han desplazado la mitad del producto por estar un cuarto de vuelta delante de las otras paletas. Entonces la fuerza centrípeta en dicho momento será:

$$F_{total} = (3 \times 2101.43 \text{ N}) + \left(3 \times \frac{2101.43 \text{ N}}{2} \right)$$

$$F_{total} = 9456.44 \text{ N}$$

Esta carga es útil para encontrar el espesor del recipiente del mezclador, que se realizará más adelante.

5.4 Cálculo del eje de las paletas

Para el cálculo del eje se realiza con los conceptos de deflexión en vigas, ya que, la torsión no es tan crítica en este análisis. Como se ve en la Figura 20, el eje de las paletas atraviesa el tubo del eje principal, es decir, la carga de un extremo será igual a la del otro extremo e igual para todas las paletas. Lo primero es encontrar la carga que deberá soportar el eje debido al comportamiento dinámico. Esto se realiza de manera similar al anterior, ya que, se calcula el volumen que se desplaza hasta la longitud del eje, así:

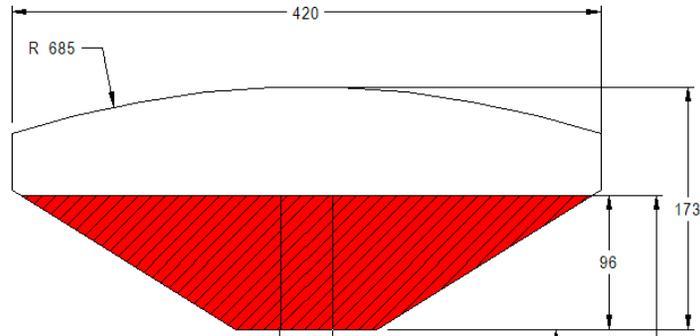


Figura 20: Contacto del producto en la paleta hasta el eje.

Volumen sección Roja:

$$V = 0.0462 \text{ m}^3$$

Masa sección Roja:

$$m = 55.4 \text{ Kg}$$

Con una aceleración centrípeta de:

$$a_c = \left(6.283 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 \times 0.4 \text{ m}$$

$$a_c = 15.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Y la fuerza centrípeta en la paleta, hasta la longitud del eje (400 mm), que es donde se ejerce la reacción de contacto con el producto:

$$F_c = 55.4 \text{ Kg} \times 15.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_c = 875.32 \text{ N}$$

Gráficamente se tiene:

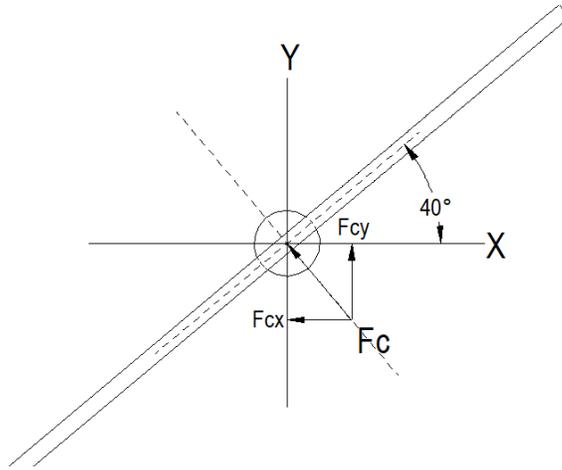


Figura 21: Diagrama de cuerpo libre en la paleta.

$$F_{Cx} = F_C \text{ Sen}40^\circ$$

$$F_{Cx} = 875.32 \text{ N} \times \text{Sen}40^\circ$$

$$F_{Cx} = 562.65 \text{ N}$$

$$F_{Cy} = F_C \text{ Cos}40^\circ$$

$$F_{Cy} = 875.32 \text{ Cos}40^\circ$$

$$F_{Cy} = 670.53 \text{ N}$$

Estas cargas se asumen de forma puntual, es decir, en el centro de área de aplicación.

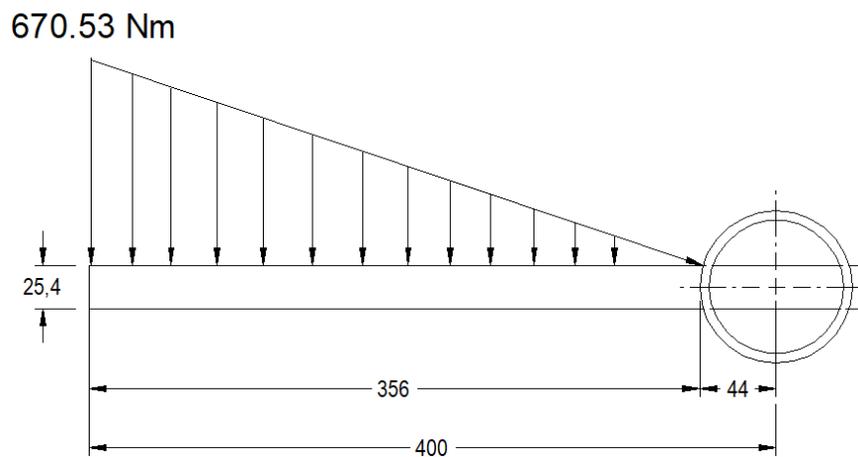


Figura 22: Diagrama de la carga distribuida en el eje de la paleta.

Como se observa en la Figura 22, se puede analizar este eje como una viga empotrada en voladizo, con un diagrama de fuerzas así:

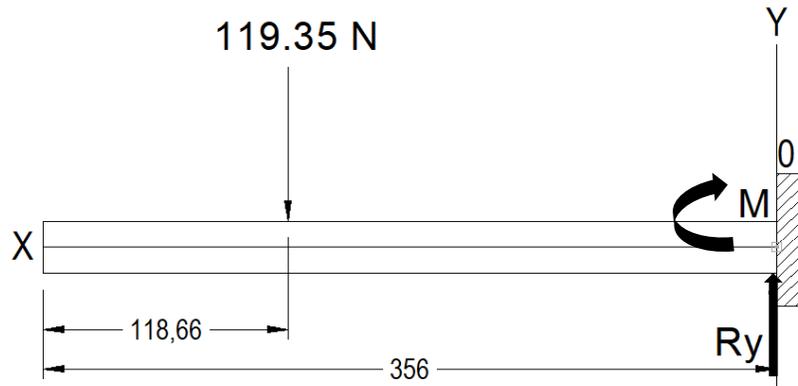


Figura 23: Diagrama de cuerpo libre en el eje de la paleta.

La fuerza cortante y el momento flector máximo están definidos respectivamente como [14]:

$$V_{max} = \frac{F_C \times L}{2}$$

$$M_{max} = \frac{F_C \times L^2}{3}$$

Donde $L = 356 \text{ mm}$, dado a que el extremo del eje en la paleta, es el punto más crítico, de este modo se tiene:

$$V_{max} = \frac{670.53 \text{ N} \times 0.356 \text{ m}}{2}$$

$$V_{max} = 119.35 \text{ N}$$

$$M_{max} = \frac{670.53 \times 0.356^2}{3}$$

$$M_{max} = 28.33 \text{ Nm}$$

Con esto es posible encontrar el diámetro del eje de las paletas y analizar si es conveniente usar eje macizo o tubular. A partir de la ecuación de flexión en la sección transversal de una viga, se tiene: [15]

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I}$$

Donde σ_{max} es el esfuerzo normal máximo, M el momento interno máximo de la sección, I el momento de inercia de la sección transversal y C el radio del eje.

Y el momento de inercia para una sección transversal circular es:

$$I = \frac{\pi r^4}{4}$$

Asumiendo un diámetro de eje 25.4 mm se tiene:

$$I = \frac{\pi(12,7)^4}{4}$$
$$I = 20431.71 \text{ mm}^4 = 2.043 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

Así, el esfuerzo normal máximo es:

$$\sigma_{max} = \frac{28.33 \text{ Nm} \times 0.0127 \text{ m}}{2.043 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_{max} = 17.61 \text{ Mpa}$$

Es decir que este eje nos brinda un factor de seguridad de:

$$F.S = \frac{\sigma_{ult}}{\sigma_{per}} = \frac{205 \text{ MPa}}{17.61 \text{ MPa}} = 11$$

Este valor solo da referencia para que el material no falle, es por eso que se debe realizar el análisis de la deflexión máxima a lo largo del eje. Con ayuda de la teoría de deflexión de vigas y ejes, se logra llegar a las siguientes expresiones.

670.53 Nm

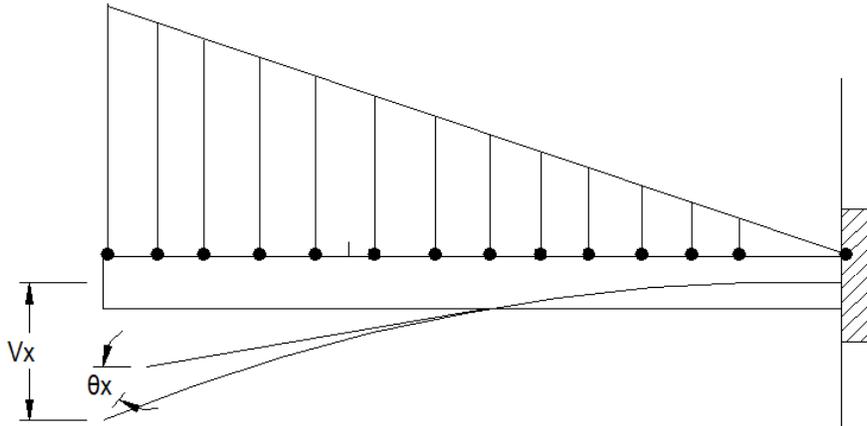


Figura 24: Diagrama de deflexión del eje de la paleta.

$$\frac{dv}{dx} = \theta_x = \frac{WL^3}{8IE}$$

$$y_{max} = \frac{11WL^4}{120IE}$$

Donde W es igual a $F_c = 670.53 \text{ Nm}$, $L = 0,345 \text{ m}$, $I = 2.043 \times 10^{-8} \text{ m}^4$, $G = 1.93 \times 10^{11} \text{ Pa}$, por lo tanto, la pendiente y la máxima deflexión que se presentan respectivamente en el eje, son:

$$\frac{dv}{dx} = \theta_x = 0,00096 \text{ rad}$$

$$y_{max} = 2.5 \times 10^{-4} \text{ m} = 0.25 \text{ mm}$$

Con esto, se comprueba que el eje es óptimo para la aplicación, ya que, la deflexión es aceptable y no genera inconvenientes.

Por último, se hace la diferencia con un eje tubular, para comparar el comportamiento y el peso, que es un factor importante y así no aportar una carga adicional. Los resultados se indican Tabla 2:

Tabla 2: Deflexión de tubería inoxidable T316L Schedule.

Acero Inoxidable 316L							
Módulo de Rigidez (GPa)	193						
Eje/tubo	1" Macizo	3/4" Sch 40	1" Sch 10	1" sch 40	1"-1/4" sch 10	1"-1/4" sch 40	1"1/2" sch 10
Radio Ext. (mm)	12,7	13,35	16,7	16,7	21,1	21,1	24,15
Radio Int. (mm)	N.A.	10,48	13,93	10,55	18,33	14,77	21,38
I (mm ⁴)	2,04x10 ⁻⁸	1,54x10 ⁻⁸	3,15x10 ⁻⁸	5,13x10 ⁻⁸	6,70x10 ⁻⁸	1,18x10 ⁻⁷	1,03x10 ⁻⁷
Esfuerzo (MPa)	17,61	24,44	15,01	9,21	8,92	5,05	6,64
Deflexión (mm)	0,25	0,33	0,16	0,10	0,08	0,04	0,05
Pendiente (Rad)	0,0009	0,00127	0,00062	0,00038	0,00029	0,00017	0,00019
Peso (Kg)	31,92	13,54	16,79	33,17	21,62	44,94	24,96

Como se puede ver, el peso del eje macizo es significativo con respecto a los ejes tubulares, ya que, se usarán 6 unidades para las paletas y se debe garantizar un equipo ligero y seguro; además de que el comportamiento de los ejes tubulares también es óptimo para la aplicación, es por eso, que se escoge como eje para las paletas un **Tubo de Acero Inoxidable T316L de 1" Sch 10**.

5.5 Cálculo espesor de las paletas

Para encontrar el espesor más óptimo para las paletas, se trabajará con la carga de fuerza centrípeta, debido a que el momento más crítico, sucede cuando la paleta entra en contacto con el producto, es decir, cuando hay un gran volumen para desplazar, de esta manera se generará una reacción mayor, que en cualquier otro instante de una revolución. Realizando el diagrama de fuerzas se tiene:

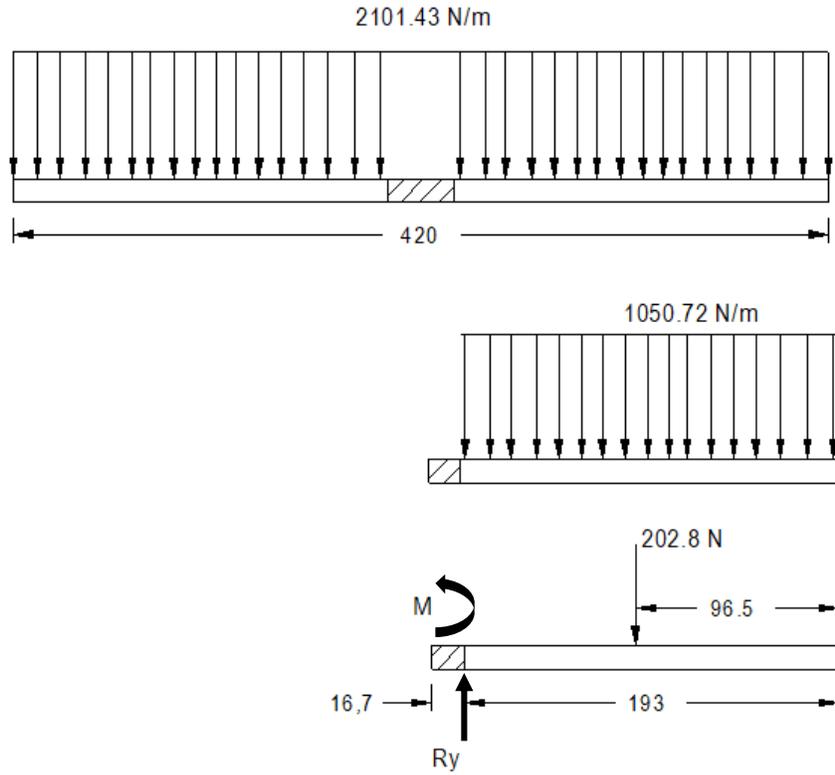


Figura 25. Diagrama de cuerpo libre de la carga en la paleta.

Como se muestra en la Figura 25, la carga se aplica de manera uniforme en toda la aleta, es por eso, que se analiza solo la mitad de esta y los resultados serán similares al otro, por simetría. La parte sombreada, es el eje (33,4 mm), donde van a estar unidos por medio de soldadura, es por eso, que se representa como una viga empotrada.

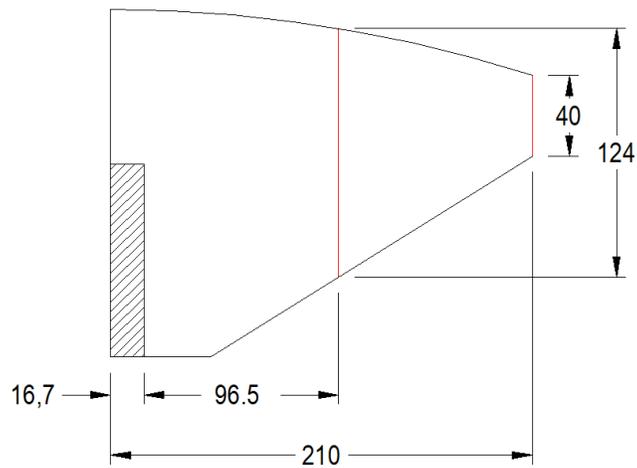


Figura 26: Dimensiones de media paleta.

Se puede ver en la Figura 26, que, en la posición de la carga, aproximadamente a 1/4 de la paleta, la sección transversal tiene aproximadamente 124 mm de longitud. Ahora se supone un espesor de 5/16" (7.94 mm) para poder encontrar la inercia de la sección y comprobar que la deflexión sea mínima y ver si el espesor es óptimo.

De esta manera, la fuerza cortante y el momento flector máximo están definidos respectivamente como:

$$V_{max} = W \times L$$
$$M_{max} = \frac{W \times L^2}{2}$$

Donde $L = 193 \text{ mm}$, dado a que el extremo es el punto más crítico, de este modo se tiene:

$$V_{max} = 1050.72 \frac{N}{m} \times 0.193 \text{ m}$$

$$V_{max} = 202.8 \text{ N}$$

$$M_{max} = \frac{1050.72 \frac{N}{m} \times 0.193 \text{ m}^2}{2}$$

$$M_{max} = 19.6 \text{ Nm}$$

Ahora se comprueba, si el espesor de las paletas no falla por el esfuerzo normal máximo. A partir de la ecuación de flexión en la sección transversal de una viga [15], se tiene:

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I}$$

Donde σ_{max} es el esfuerzo normal máximo, M el momento interno máximo de la sección, I el momento de inercia de la sección transversal y C la distancia más lejana desde el eje neutro, en este caso, la distancia es medio espesor.

Y el momento de inercia para una sección transversal rectangular es:

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

Según la Figura 26, el valor de b es 124 mm y h es 7.94 mm:

$$I = \frac{124 \text{ mm} \times (7.94 \text{ mm})^3}{12}$$

$$I = 5172.52 \text{ mm}^4 = 5.173 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

Y un esfuerzo normal máximo de:

$$\sigma_{max} = \frac{19.6 \text{ Nm} \times 0.00397 \text{ m}}{2.043 \times 10^{-9} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_{max} = 15.1 \text{ Mpa}$$

Es decir que este eje nos brinda un factor de seguridad de:

$$F.S = \frac{\sigma_{ult}}{\sigma_{per}} = \frac{205 \text{ MPa}}{15.1 \text{ MPa}} = 13.6$$

Este valor solo da referencia para que el material no falle, es por eso que se debe realizar el análisis de la deflexión máxima a lo largo dicha paleta. Con ayuda de la teoría de deflexión de vigas y ejes, se logra llegar a las siguientes expresiones:

$$\frac{dv}{dx} = \theta_x = \frac{WL^3}{6IE}$$

$$y_{max} = \frac{WL^4}{8IE}$$

Donde $W = 1050.72 \text{ N/m}$, $L = 0,193 \text{ m}$, $I = 5.173 \times 10^{-9} \text{ m}^4$, $G = 1.93 \times 10^{11} \text{ Pa}$, por lo tanto, la pendiente y la máxima deflexión que se presentan respectivamente en el eje, son:

$$\theta_x = 0,00128 \text{ rad}$$

$$y_{max} = 1.85 \times 10^{-4} \text{ m} = 0.185 \text{ mm}$$

También se analiza la parte más lejana de la paleta, donde se tiene una sección transversal de 40 mm de longitud y 7.94 mm de altura, como se muestra en la Figura 26, teniendo en cuenta la carga máxima que se aplica en la misma, es decir, la misma carga que se muestra en la Figura 25.

Por lo tanto, el momento de inercia de dicha sección transversal es:

$$I = \frac{bh^3}{12}$$
$$I = \frac{40 \text{ mm} \times (7.94 \text{ mm})^3}{12}$$
$$I = 1668.55 \text{ mm}^4 = 1.669 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

Y un esfuerzo normal máximo de:

$$\sigma_{max} = \frac{19.6 \text{ Nm} \times 0.00397 \text{ m}}{1.669 \times 10^{-9} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_{max} = 46.62 \text{ Mpa}$$

Es decir que este eje nos brinda un factor de seguridad de:

$$F.S = \frac{\sigma_{ult}}{\sigma_{per}} = \frac{205 \text{ MPa}}{46.6 \text{ MPa}} = 4.4$$

De manera análoga, se realiza el análisis de la deflexión máxima a lo largo dicha paleta. Con ayuda de la teoría de deflexión de vigas y ejes, se logra llegar a las siguientes expresiones:

$$\frac{dv}{dx} = \theta_x = \frac{WL^3}{6IE}$$

$$y_{max} = \frac{WL^4}{8IE}$$

Donde $W = 1050.72 \text{ N/m}$, $L = 0,193 \text{ m}$, $I = 1.669 \times 10^{-9} \text{ m}^4$, $G = 1.93 \times 10^{11} \text{ Pa}$, por lo tanto, la pendiente y la máxima deflexión que se presentan en el eje respectivamente, son:

$$\theta_x = 0,0039 \text{ rad}$$

$$y_{max} = 5.75 \times 10^{-4} \text{ m} = 0.57 \text{ mm}$$

Con esto se comprueba que el espesor es óptimo para la aplicación, ya que, la deflexión es aceptable y no presenta inconvenientes en la aplicación.

5.6 Cálculo del eje principal

5.6.1 Análisis por torsión

Ahora se procede a realizar el cálculo del eje principal. Las piezas de la máquina están sujetas a torsión o flexión pura o una combinación de esfuerzos de torsión y flexión. Primero se analizará la torsión a la que estará sometido el eje y a partir de esto, se obtendrá el diámetro del eje que cumpla las condiciones óptimas.

A partir de la ecuación de torsión, la cual ayuda con el análisis del comportamiento en ejes, ya sean sólidos o tubulares, cuando están sometidos a un par de torsión externo, cabe resaltar que esto se aplica para materiales elástico lineales [16], expresada como:

$$\tau = \frac{T\rho}{J}$$

Donde τ es el esfuerzo cortante en el eje, T es el par de torsión interno que actúa en la sección transversal, ρ es cualquier posición radial y J es el momento polar de inercia de la sección transversal. Se puede notar que, el esfuerzo torsional máximo se presenta en el radio del eje, con esto, se tiene la siguiente expresión:

$$\tau_{max} = \frac{Tc}{J}$$

Donde c es igual radio del eje.

Ahora el momento de inercia para ejes solidos está definido como:

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

De esta manera, el diámetro que garantiza el funcionamiento con el torque sugerido será:

$$\tau_{max} = \frac{2\chi T \chi c}{\pi \chi c^4}$$

$$c = \sqrt[3]{\frac{2\chi T}{\pi \chi \tau_{max}}}$$

$$c = \sqrt[3]{\frac{2\chi 3395 \text{ Nm}}{\pi \chi 205 \times 10^6 \text{ Pa}}}$$

$$c = 0.0219 \text{ m}$$

$$d = 0.0438 \text{ m} \approx 44 \text{ mm}$$

Modelando el eje, se puede notar que el peso es un factor que influye y que puede ser más ligero, además de reducir costos, es por eso, que se puede reemplazar con un eje tubular, esperando que el diámetro sea mayor que el eje macizo.

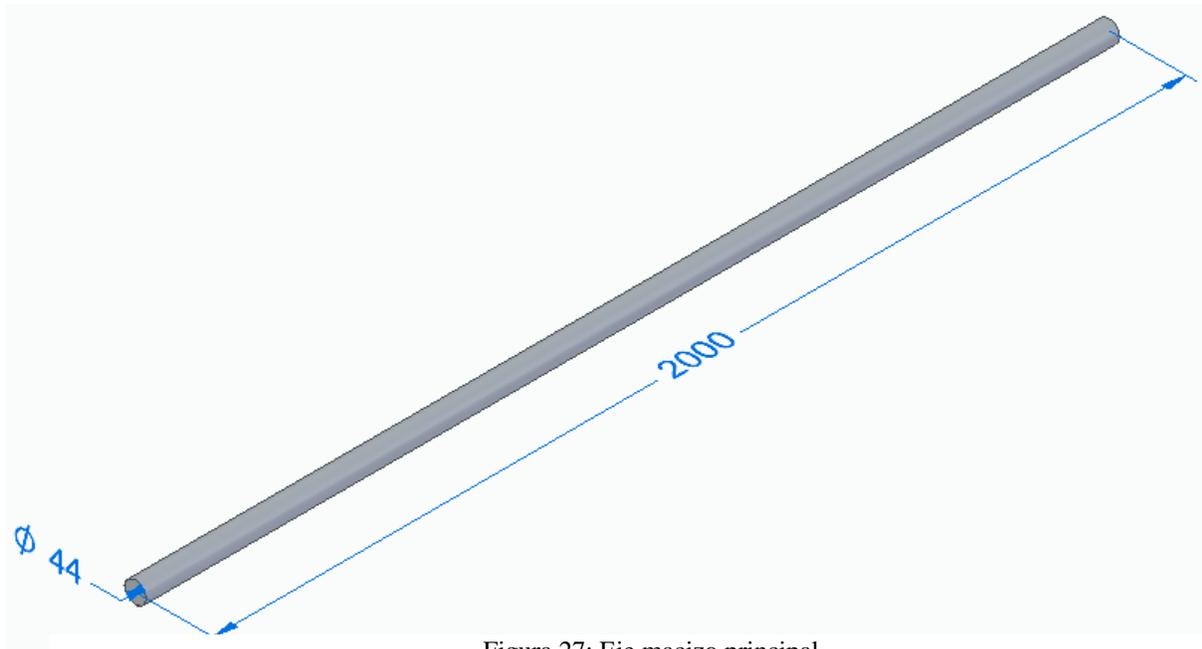


Figura 27: Eje macizo principal

Propiedades físicas ✕

Definidas por el usuario

Sistema de coordenadas:
Espacio modelo ▾

Material

Nombre:
Acero inoxidable, 316

Densidad:
8027,000 kg/m³

Cambiar

Precisión (de 0 a 1):
0,99 ▾

Actualizar al guardar

Las propiedades físicas están actualizadas.

Global **Principales**

Masa:	Volumen:	Área de superficie:
24,411 kg	3041061,689 mm³	279501,22 mm²

Centro de masa	Centro de volumen
<input type="checkbox"/> Mostrar símbolo cm ●	<input type="checkbox"/> Mostrar símbolo cv ●
X: 0,00 mm	X: 0,00 mm
Y: 1000,00 mm	Y: 1000,00 mm
Z: 0,00 mm	Z: 0,00 mm

Momentos de inercia de la masa		
lxx:	lyy:	lzz:
32,550 kg·m²	0,006 kg·m²	32,550 kg·m²
lxy:	lxz:	lyz:
0,000 kg·m²	0,000 kg·m²	0,000 kg·m²

Actualizar
Cerrar
Guardar como...
Ayuda

Figura 28. Propiedades del eje macizo.

El momento de inercia para ejes tubulares como:

$$J = \frac{\pi}{2} (c_o^4 - c_i^4)$$

Se analizarán tubos con medidas comerciales, viendo así el comportamiento de una manera más rápida. Se mostrará el análisis para un tubo de 1-1/2" Schedule 40.

Las medidas para dicho tubo se muestran en la Tabla 2:

- Diámetro exterior: 48.3 mm
- Espesor: 3.69 mm

El momento de inercia es:

$$J = \frac{\pi}{2} (24.15 \text{ mm}^4 - 20.46 \text{ mm}^4)$$

$$J = 259044.44 \text{ mm}^4$$

$$J = 2.590 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Y el esfuerzo de torsión al que está sometido el eje es:

$$\tau_{max} = \frac{3395 \text{ Nm} \times 0.02415 \text{ m}}{2.590 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 317 \text{ Mpa}$$

Se puede ver que el eje falla, ya que, el esfuerzo admisible del material es de 205 Mpa. Se debe aclarar que el material adecuado para la aplicación es el acero inoxidable tipo 316L, debido a que este va a estar en contacto con el producto salino.

En la Tabla 2, se muestran los diámetros externos, espesores, momentos de inercia, esfuerzos de torsión y pesos de cada tubo comercial, tomando una longitud igual a la del recipiente, para seleccionar el más ligero y óptimo en condiciones de trabajo.

Tabla 3: Análisis de torsión para tubería T316L Schedule.

ANALISIS DE ESFUERZO POR TORSION					
Tubo Nominal [in]	Exterior [mm]	Espesor [mm]	Momento de inercia [m ⁴]	Esfuerzo de Torsión [Mpa]	Peso [Kg]
1-1/2" Sch 40	48,3	3,69	2,590x10 ⁻⁷	316,5	8,55
1-1/2" Sch 80	48,3	5,08	3,266x10 ⁻⁷	251	10,96
2" Sch 40	60,3	3,92	5,544x10 ⁻⁷	184,62	10,76
2" Sch 80	60,3	5,54	7,218x10 ⁻⁷	141,81	14,77
3" Sch 40	88,9	5,49	2,513x10 ⁻⁶	60,05	22,29
3" Sch 80	88,9	7,62	3,242x10 ⁻⁶	46,55	30,14
4" Sch 40	114,3	6,02	6,021x10 ⁻⁶	32,22	31,73
4" Sch 80	114,3	8,56	8,001x10 ⁻⁶	24,25	44,05
5" Sch 40	141,3	6,56	1,263x10 ⁻⁵	18,98	43,02
5" Sch 80	141,3	9,53	1,721x10 ⁻⁵	13,93	61,12
6" Sch 40	168,3	7,12	2,346x10 ⁻⁵	12,18	55,85
6" Sch 80	168,3	10,98	3,374x10 ⁻⁵	8,47	84,07

Se puede ver, que el peso es un factor a tener en cuenta, ya que, esto influye con la deflexión que puede causarse en el eje, además de la carga en las paletas que va a estar aplicada debido a la reacción generada por la mezcla del producto. Cabe aclarar que, el diámetro del tubo a seleccionar por ahora, es un dato tentativo y más adelante se verificará si cumple con la deflexión, que es el factor crítico en el diseño de ejes. Comprando los datos de la Tabla 3, la mejor opción, por ahora, es el tubo de 3" Sch 40, ofreciendo un factor de seguridad de:

$$F.S = \frac{\sigma_{ult}}{\sigma_{per}} = \frac{205 \text{ MPa}}{60.05 \text{ MPa}} = 3.4$$

5.6.2 Análisis por deflexión

Luego de tener las cargas que se generan debido al contacto entre las paletas y el producto, se procede a realizar el análisis de deflexión del eje principal y seleccionar el diámetro óptimo. Cabe mencionar que el motorreductor seleccionado, da una idea para comenzar a diseñar el eje, ya que, el eje que presenta el motorreductor, ha sido diseñado de manera óptima, es decir, que el eje a diseñar debe tener mayores o iguales dimensiones (diámetro).

Las dimensiones del motorreductor se indican en la Figura 29.

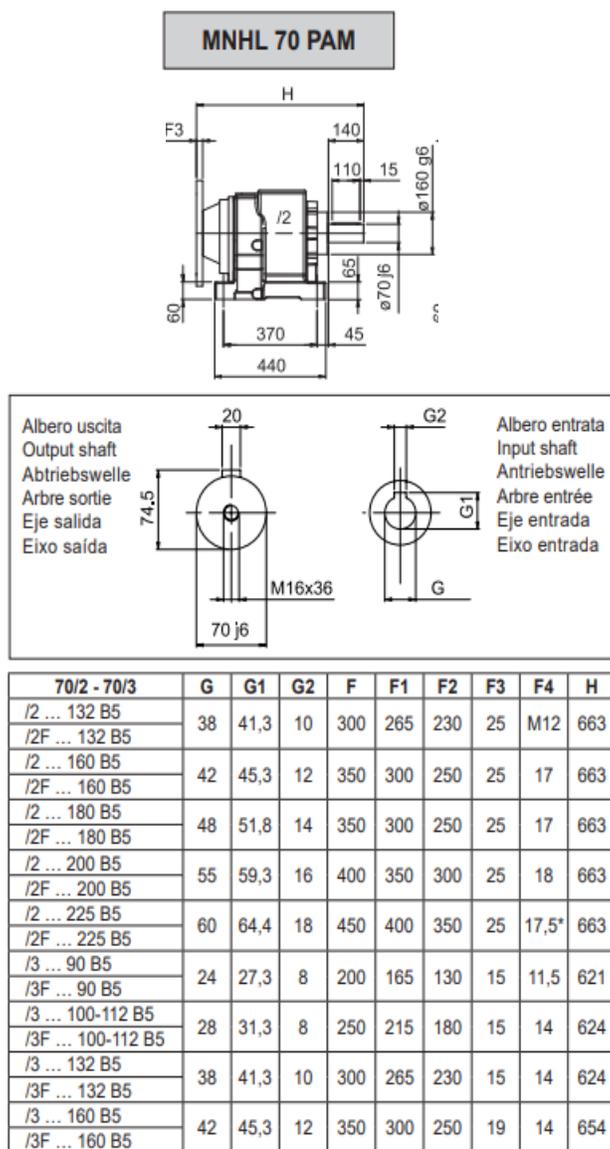


Figura 29: Dimensiones del reductor [17].

Se puede ver que el eje de salida, el cual va a brindar la potencia al sistema por medio de un acople, tiene un diámetro de 70 mm. Ahora, se muestra un esquema del ensamble, para tener la longitud del eje:

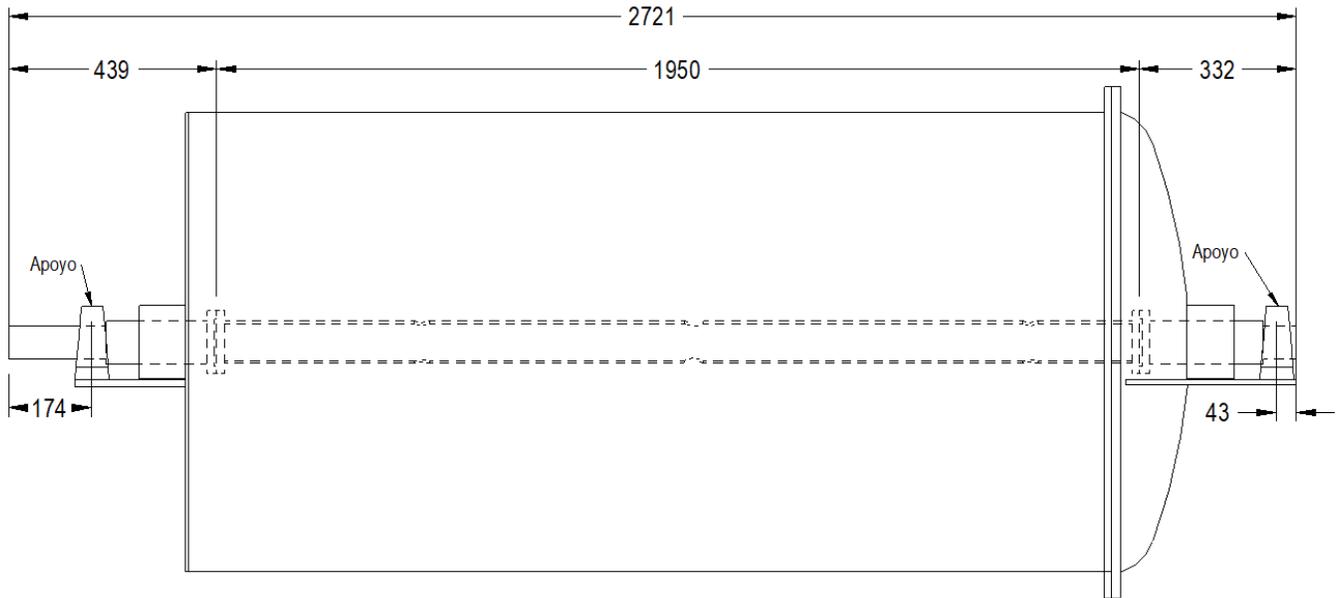


Figura 30: Esquema de montaje recipiente y eje.

En la Figura 30, se puede observar, que el eje está conformado por una sección tubular, con una longitud de 1950 mm y dos puntas macizas, una con una longitud de 439 mm y la otra tiene una longitud de 332 mm. Como se mencionó antes, las puntas tienen un diámetro igual al eje del motorreductor. Se debe tener presente que, en cambios de sección, la relación entre diámetros está entre $1,2 \leq D/d \leq 1,5$ [18].

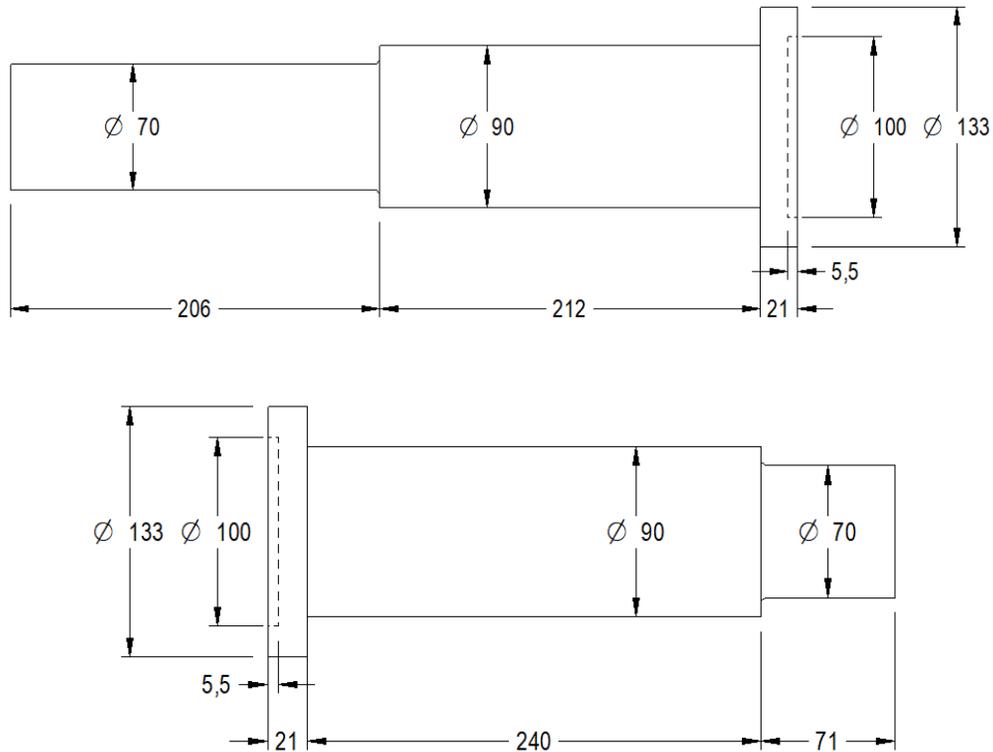


Figura 31: Dimensiones iniciales de las puntas del eje principal.

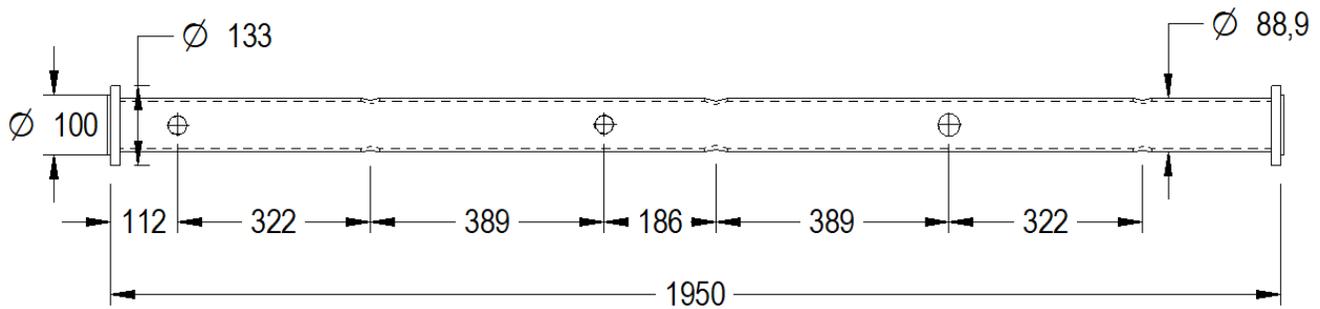


Figura 32: Dimensiones iniciales de la sección tubular del eje principal.

Se puede comprobar que los cambios de sección para las tres secciones que conforman el eje, están dentro del rango establecido:

$$\frac{D}{d} = \frac{90 \text{ mm}}{70 \text{ mm}} = 1.29$$

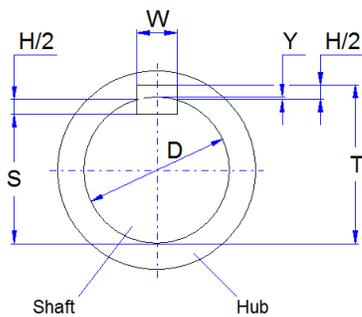
$$\frac{D}{d} = \frac{133 \text{ mm}}{90 \text{ mm}} = 1.47$$

$$\frac{D}{d} = \frac{133 \text{ mm}}{88.9 \text{ mm}} = 1.49$$

Ahora, se calcula la chaveta que permitirá transmitir la potencia desde el motorreductor al sistema.

Este procedimiento se realiza con el software MDESIGN:

Dimensions for parallel keyseat



Key and keyseat applied to a hub and shaft

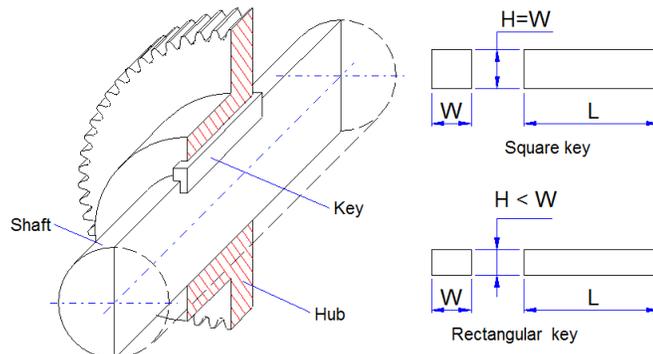


Figura 33: Dimensiones de las chavetas.

El material de la chaveta y el acople cadena es de ACERO AISI 1020 HR con una resistencia a la fluencia de 179 MPa y el material del eje es de ACERO INOXIDABLE 316L con una resistencia a la fluencia de 205 MPa. El material de la chaveta no tiene inconvenientes con la corrosión, debido a que no estará en contacto con el producto. Ingresando los datos necesarios en el software, se tiene lo siguiente:

Input Page		Output Page	
Square and Rectangular Parallel Keys			
Variant of load input		Torque	
Torque transmitted by hub-linked component	T =	3441	N.m
Diameter of shaft at keyseat location	D =	70	mm
Key material selection			
Material designation	=	1020	
Condition	=	Hot-rolled	
Yield Strength	Sy =	172	MPa
Shaft material selection			
Material designation	=		
Condition	=		
Yield Strength	Sy =	205	MPa
Hub material selection			
Material designation	=	1020	
Condition	=	Hot-rolled	
Yield Strength	Sy =	179	MPa
Design factor	N =	3	
Length of hub	=	206	mm
Results			
<u>Resulting Key Characteristics</u>			
Proposed key type	Square Key		
Width of key	W =	19,050	mm
Height of key	H =	19,050	mm
Minimum required length of key	Lmin =	179,620	mm
Proposed key length	L =	203,200	mm
<u>Dimensions for Keyseats</u>			
Chordal height	Y =	1,321	mm
Depth of shaft keyseat	S =	59,154	mm
Depth of hub keyseat	T =	78,331	mm
<u>Suggested Fillet Radii and Key Chamfers</u>			
Suggested fillet radius	=	1,587	mm
Suggested 45° key chamfer	=	1,984	mm

Figura 34: Dimensiones de la chaveta.

Esto indica una chaveta con dimensiones de ancho 20 mm, profundidad de 10 mm y una longitud entre los 179 y 200 mm.

Ahora, se procede a verificar la deflexión del eje, con la ayuda del software SOLID EDGE V17. Se realiza el modelamiento del eje y la distribución de cargas sobre en el mismo. A continuación, se muestra un esquema del eje con las cargas:

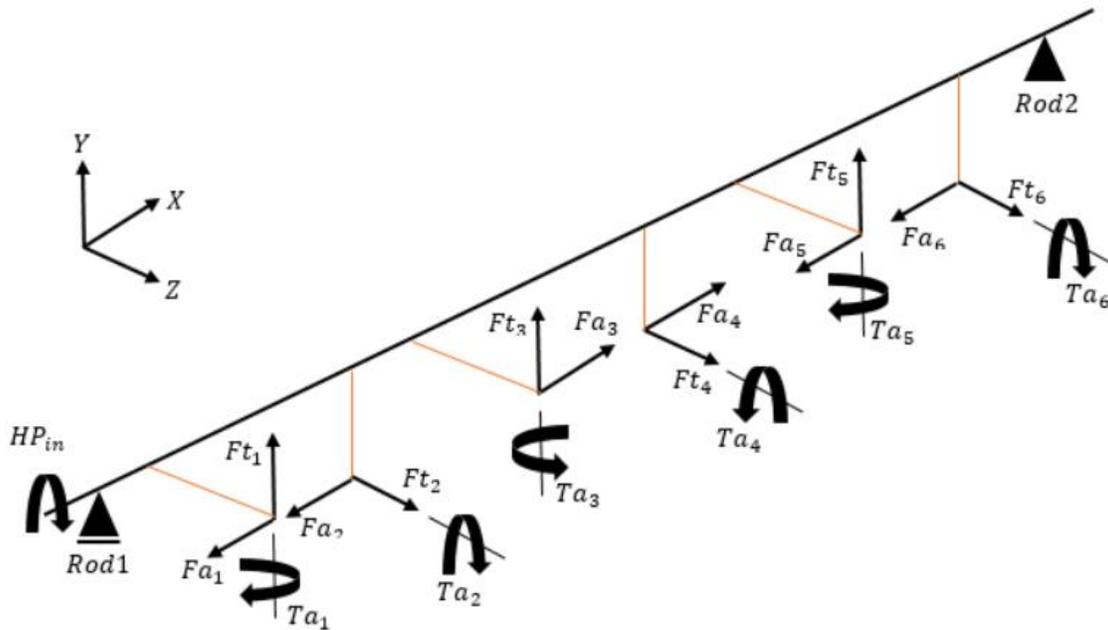


Figura 35: Esquema de las cargas en el eje principal.

Las cargas que se muestran en la Figura 34, tienen los siguientes valores:

$$HP_{in} = 3441 \text{ Nm}, \quad F_c = 2101.43 \text{ N}, \quad Ft_1 = Ft_3 = Ft_5 = F_c \cos 40 = 1609.8 \text{ N}$$

$$Ft_2 = Ft_4 = Ft_6 = \frac{F_c \cos 40}{2} = 804.9 \text{ N} \quad Fa_1 = Fa_3 = Fa_5 = F_c \sin 40 = 1350.8 \text{ N}$$

$$Fa_2 = Fa_4 = Fa_6 = \frac{F_c \sin 40}{2} = 675.4 \text{ N}$$

La distancia de cada reacción será la longitud del eje de cada paleta, es decir, 400 mm. A continuación, se muestra el diseño del eje en el software SOLID EDGE V17, con sus respectivas distancias y cargas, similares a las que se muestran a la Figura 34.



Figura 36: Modelo del eje en el software SOLID EDGE V17.

Los resultados obtenidos en este análisis, se muestran a continuación:

Shaft calculation (irrespective of chamfer/fillet and grooves):

Supports	Fry[N]	Frz[N]	(Sum)	Fa[N]	Deflection[mm]	Rotation[rad]
	-2055.3	-1384.0	2478	0.0	0.005327	0.002245
	-1404.3	-1030.7	1742	2026.2	0.005426	0.002226

[Deflection[mm], Rotation[rad]] in Place of Loading

0.244794,	0.002246
0.815055,	0.002004
1.384259,	0.001498
1.779018,	0.000495
1.822873,	0.000013
1.678292,	0.000928
1.241292,	0.001750

Maximal Stress = 88.5 MPa

Angle of Twist = 0.5859 degrees

Mass = 139.689 kg

Maximum Deflection = 1822.8951 μm

Figura 37: Resultados del análisis de deflexión del eje principales.

De esta manera, se puede comprobar uno de los criterios de rigidez lateral, el cual está definido como, en los ejes de maquinaria, la deflexión no deberá ser mayor que 0,001 pulg/pie de longitud del eje entre los rodamientos [19]:

$$\text{Deflexión máxima entre rodamientos} = \frac{0,001 \text{ pulg}}{12 \text{ pulg}} \times \text{distancia entre rod}$$

$$\text{Distancia entre rod} = 2504 \text{ mm}$$

$$\text{Deflexión máxima entre rodamientos} = \frac{0,001 \text{ pulg}}{12 \text{ pulg}} \times 2504 \text{ mm}$$

$$\text{Deflexión máxima entre rodamientos} = 208 \mu\text{m}$$

De la Figura 36, se puede ver, que la máxima deflexión es de 1822.8925 μm , por lo tanto el eje **NO CUMPLE** con el criterio y presentaría fallas, es por eso, que se debe rediseñar el eje, teniendo en cuenta las opciones de tubería que se muestran en la Tabla 3.

Después de verificar que el eje cumpla con el criterio, se obtuvo, las siguientes dimensiones, para cada una de las secciones que componen el eje:

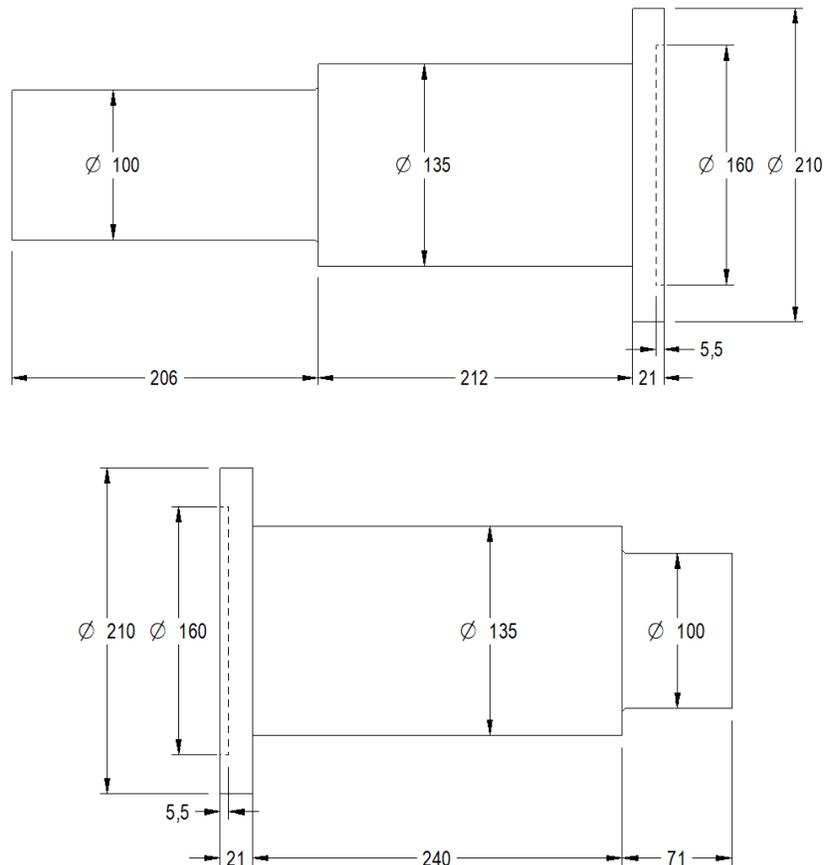


Figura 38: Dimensiones óptimas de las puntas del eje principal.

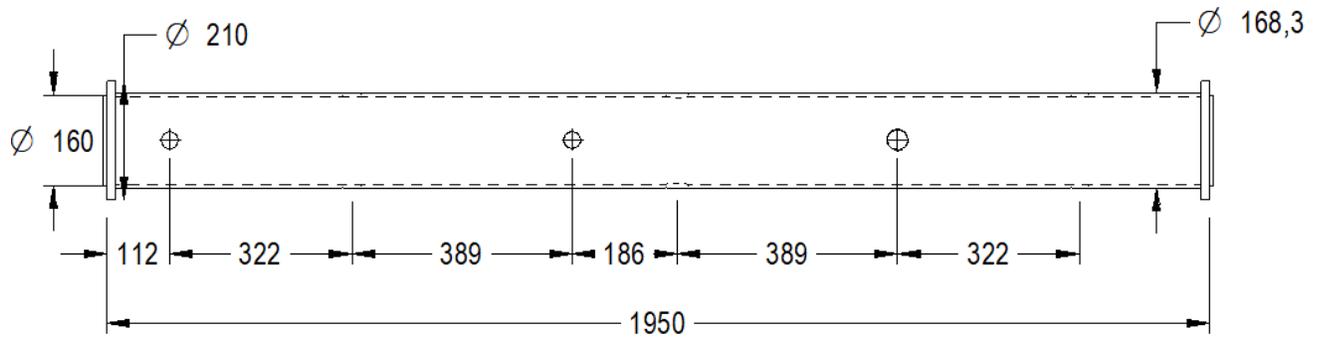


Figura 39: Dimensiones óptimas de la sección tubular del eje principal.

Se obtienen los resultados en este análisis:

Shaft calculation (irrespective of chamfer/fillet and grooves):

Supports	[Fry[N],	Frz[N],	(Sum),	Fa[N],	Deflection[mm],	Rotation[rad]]
	-2762.2,	-1384.0,	3090,	0.0,	0.000550,	0.000232
	-2067.2,	-1030.7,	2310,	2026.2,	0.000574,	0.000232

[Deflection[mm], Rotation[rad]] in Place of Loading

0.025267,	0.000232
0.081473,	0.000193
0.135837,	0.000142
0.173328,	0.000047
0.177373,	0.000002
0.163379,	0.000088
0.121735,	0.000166

Maximal Stress = 30.4 MPa
 Angle of Twist = 0.0802 degrees
 Mass = 0 kg
 Maximum Deflection = 177.381 μm

Figura 40: Resultados óptimos de deflexión para el eje principal

En la Figura 39, se puede ver, que la deflexión máxima es de 177,381 μm , por lo tanto, cumple con el criterio, además, el máximo esfuerzo de torsión es de 30,4 MPa, brindando una factor de seguridad de 6,7.

El redondeo entre secciones es vital, ya que con esto se reducen los concentradores de esfuerzos, que pueden dar una falla al eje. Para ello se debe tener en cuenta que, un redondeo estará entre $0,02 \leq r/d \leq 0,06$ [18].

5.7 Selección de rodamientos

También, se cumple el criterio de la pendiente máxima, para ver qué tipo de rodamiento, es el adecuado para la aplicación. Para el funcionamiento adecuado de los rodamientos, la pendiente no deberá exceder los siguientes valores [20]:

Tabla 4: Pendiente máxima para selección de rodamientos [12].

RODAMIENTO	PENDIENTE MÁXIMA [Radianes]
Rodillos cónicos	0,0005
Rodillos cilíndricos	0,001
Rígido de bolas	0,004
Oscilante de bolas y de rodillos	0,0087

Se puede ver en la Figura 39, que los valores de *Rotation (rad)* son menores a 0,005 rad, que es el valor más crítico de la Tabla 4, es decir, que se podrá usar cualquier tipo de rodamientos.

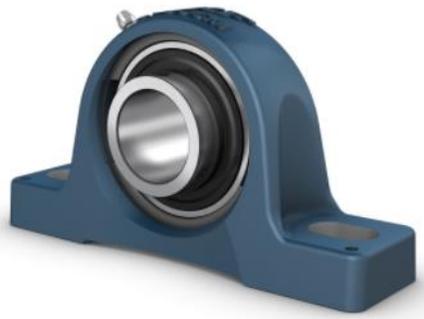
Para este tipo de montajes es recomendable usar chumaceras, que es un rodamiento montado en un soporte enterizo, que puede atornillarse a una superficie de apoyo. Además, es posible que, debido a la carga generada por la mezcla, se presente desalineamiento en el eje, es por eso que, usar chumaceras que incorporan una rótula, pueden mitigar este efecto. Otras ventajas de usar chumaceras son, acceso fácil a su lubricación, fácil montaje y desmontaje, monitoreo de condición, uso a gran velocidad, entre otras [21].

Debido a que se cumple con la condición de usar cualquier rodamiento, se seleccionarán, rodamientos de bolas, que comercialmente son más económicos que los demás. Este proceso de selección se realizará mediante los productos brindados por SKF. Con el diámetro de la sección donde están los apoyos, como se muestra en la Figura 37, se tienen disponibles los siguientes rodamientos:

Designation	Dimensiones						
	d [mm]	$\uparrow\downarrow$	A [mm]	H [mm]	H ₂ [mm]	J [mm]	L [mm]
SYJ 100 TF	100		95	115	225.5	308	380
UCP 320	100		107	140	283	380.5	482

Figura 41: Rodamientos de bolas de SKF [22].

Seleccionando el primer producto de la Figura 40, se pueden ver las características del mismo, verificando las capacidades de cargas:



DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	124 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	93 kN
Carga límite de fatiga	P _u	3.35 kN
Velocidad límite		1 900 r/min
con tolerancia de eje h6		

Figura 42: Características de las chumaceras SYJ 100 TF [22]

En la Figura 41, se puede ver que las condiciones de carga son mayores que los resultados de cargas obtenidos en el diseño del eje, como se muestra en la Figura 39, $Sum=2,31\text{ KN}$ y $Fa=2,026\text{ KN} < 3,35\text{ KN}$.

Es decir que esta chumacera cumple con las condiciones de diseño para aplicación.

5.8 Selección de los tornillos para el eje

De esta manera, se realiza el análisis para determinar la sujeción de las secciones del eje mediante tornillos, por lo tanto, seleccionando la punta del extremo del acople, es decir, por donde ingresa la potencia al eje, se tiene:

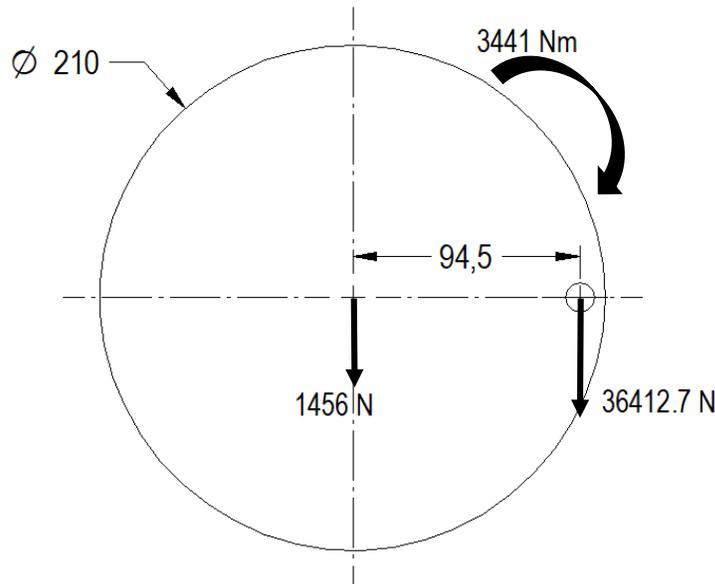


Figura 43: Diagrama de cargas para un tornillo en la punta del eje principal.

En la Figura 42, se muestra el diagrama de cuerpo libre para la sección transversal de la brida de una sección del eje, donde se indica la potencia de entrada, que es igual $T = 3441 \text{ Nm}$, la distancia donde estarán los tornillos, 94.5 mm y el peso del eje tubular con las paletas, que es $W = 1456 \text{ N}$ (la masa es igual a $masa = 148,42 \text{ Kg}$). Analizando el punto mostrado en la Figura 42, se indica el momento más crítico, debido a que las fuerzas se suman en dicho instante. Se puede obtener una fuerza resultante igual a $F = 37868,7 \text{ N}$, que es la fuerza cortante que se ejercerá a través de la sección transversal del tornillo. De esta manera. Se puede encontrar cual es el diámetro mínimo, suponiendo que son 6 tornillos, con la teoría del esfuerzo cortante promedio [23], así:

$$\tau_{perm} = \frac{V}{A} = \frac{F}{A}$$

Donde F va a ser igual a:

$$F = \frac{37868,7 \text{ N}}{6} = 6311,45 \text{ N}$$

Ahora para el τ_{perm} que es el esfuerzo permisible del material se tiene:

$$FS = \frac{\tau_{falla}}{\tau_{perm}}$$

Donde τ_{falla} es el esfuerzo de fluencia del acero inoxidable 316L, que es similar al 304 (205 MPa) y usando un factor de seguridad de 2.5 se tiene:

$$\tau_{perm} = \frac{\tau_{falla}}{FS} = \frac{205 \text{ MPa}}{2,5} = 82 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, el diámetro mínimo del tornillo para que no presente falla, será:

$$A = \frac{F}{\tau_{perm}} = \frac{6311.45 \text{ N}}{82 \text{ MPa}} = 76.97 \text{ mm}^2$$
$$d = \sqrt{\frac{4xA}{\pi}} = \sqrt{\frac{4x76.97 \text{ mm}^2}{\pi}} = 9.9 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se decide que los tornillos sean de rosca M12.

5.9 Cálculo para espesor del recipiente

El cálculo del espesor del recipiente, está basado en el código ASME SECCIÓN VIII DIVISIÓN 1, código que brinda instrucciones para el desarrollo y mantenimiento para la fabricación de recipientes a presión. El código ASME Sección VIII Div. 1, define como recipiente a presión, cualquier contenedor cerrado capaz de almacenar un fluido a presión manométrica, sea esta interna o externa, a pesar de que en este caso no contenga específicamente un fluido, este código cumple la condición de que, los recipientes que tengan un diámetro interior, ancho, altura o sección transversal mayor a 6" sin limitación en longitud o presión [24].

Este caso se puede clasificar como un recipiente de pared delgada, ya que, se cumple la restricción de $r/t > 10$, donde r es el radio interno del recipiente y t es el espesor [24]. Con esto se procede a calcular el espesor adecuado del recipiente, así:

Se debe calcular la presión en el recipiente, que es generada por el peso del producto, la fuerza centrípeta al que está sometido el mismo y el peso de los chopper's, que estarán unidos directamente a la pared del recipiente, así:

$$Presión = P_{producto} + P_{Fc} + P_{chopper}$$

$$P_{producto} = \frac{W_{producto}}{Área}$$

Donde $W_{producto} = 11772 \text{ N}$ y $Área$ es:

$$Área = \frac{\pi x d x l}{2} + h x l$$

$$Área = \frac{\pi x 0,964 \text{ m} x 1,193 \text{ m}}{2} + 0,159 \text{ m} x 1,93 \text{ m} = 3,23 \text{ m}^2$$

$$P_{producto} = \frac{11772 \text{ N}}{3,23 \text{ m}^2} = 3,65 \text{ KPa}$$

$$P_{Fc} = \frac{F_{centrípeta}}{Área}$$

$$P_{Fc} = \frac{9456,44 \text{ N}}{3,23 \text{ m}^2} = 2,93 \text{ KPa}$$

$$P_{chopper} = \frac{W_{chopper}}{Área}$$

Como se muestran en la Figura 13, la masa del chopper es de 39 Kg y teniendo en cuenta la posición del mismo en el recipiente, se tiene:

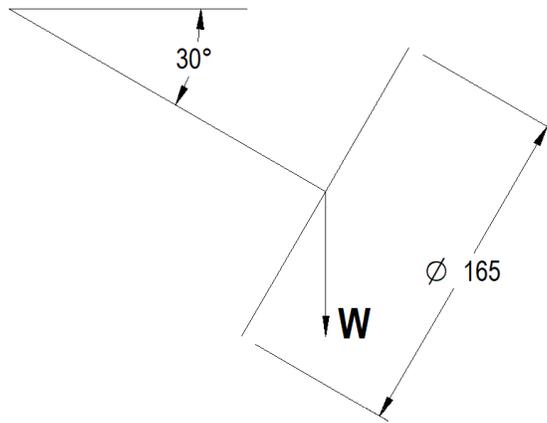


Figura 44: Diagrama de fuerzas para el chopper.

En la Figura 43, se muestra la disposición del chopper y el diámetro de los tornillos de la brida del motor, el cual da referencia del área, por lo tanto:

$$W_{chopper} = 39 \text{ Kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times \text{sen}30^\circ = 191,3 \text{ N}$$

$$P_{chopper} = \frac{4 \times 191,3 \text{ N}}{\pi \times (0,165 \text{ m})^2} = 8,95 \text{ KPa}$$

Teniendo en cuenta que se instalarán 2 chopper, la presión total ejercida en el recipiente es:

$$\text{Presión} = 3,65 \text{ KPa} + 2,93 \text{ KPa} + 17,9 \text{ KPa} = 24,5 \text{ KPa}$$

Según el código, si la presión es menor a 300 psi (2 MPa) se utiliza la siguiente relación [24]:

$$\text{Presión}_D = \text{Presión} + 30 \text{ psi}$$

$$30 \text{ psi} = 206 \text{ KPa}$$

Ahora, se analizará el espesor más óptimo, ya que dependerá del tipo de esfuerzo y se debe seleccionar el espesor mayor, para evitar que falle. Los esfuerzos están definidos de la siguiente manera [24]:

Esfuerzo longitudinal:

$$t_1 = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

Y esfuerzo tangencial:

$$t_2 = \frac{PR}{2SE - 0.4P}$$

Donde t es el espesor requerido, P es la presión de diseño, R es el radio interno del recipiente, E la eficiencia de la junta y S es el esfuerzo permisible del material, donde se recomienda un factor de seguridad de 4. Además, la eficiencia de la junta, a pesar de ser a tope con soldadura por ambos lados de la placa, debido a las normas de alimentos, no puede ser 1, por motivos de inspección de radiografía, por lo tanto, se toma un valor de 0,85 [24], como se muestra a continuación:

EFICIENCIA DE SOLDADURA, VALORES DE "E".			
TIPOS DE UNIONES	EFICIENCIA DE LA UNIÓN CUANDO LA JUNTA ESTÁ RADIOGRAFIADA.		
	AL 100%	POR PUNTOS	SIN
 <p>SOLDADURA A TOPE UNIDA CON SOLDADURA POR AMBOS LADOS, O BIEN POR OTRO MÉTODO CON LO CUAL SE OBTENGA LA MISMA CALIDAD DEL METAL DE APORTE EN AMBOS LADOS DE LA SUPERFICIE SOLDADA. SI SE USA LA SOLERA DE RESPALDO, DEBERÁ QUITARSE DESPUÉS DE APLICAR LA SOLDADURA YA ANTES DE RADIOGRAFIAR.</p>	1.00	0.85	0.70

Figura 45: Eficiencia de soldadura para juntas a tope [24].

Esfuerzo longitudinal:

$$t_1 = \frac{206 \times 10^3 \text{ Pa} \times 0,964 \text{ m}}{(51,3 \times 10^6 \text{ Pa} \times 0,85) - (0,6 \times 206 \times 10^3 \text{ Pa})} = 0,0045 \text{ m}$$

$$t_1 = 4,5 \text{ mm}$$

Y esfuerzo tangencial:

$$t_2 = \frac{206 \times 10^3 \text{ Pa} \times 0,964 \text{ m}}{(2 \times 51,3 \times 10^6 \text{ Pa} \times 0,85) - (0,4 \times 206 \times 10^3 \text{ Pa})} = 0,0023 \text{ m}$$

$$t_1 = 2,3 \text{ mm}$$

Se puede ver que, $t_1 > t_2$, por lo tanto, se debe escoger un material que comercialmente sea mayor a este espesor, que es una lámina de acero inoxidable T316L de espesor 3/16" (4,76 mm).

De manera análoga, el código muestra cómo realizar el cálculo para hallar el espesor de las tapas, pero en este caso, la presión que se ejerce en las tapas laterales es menor que en el recipiente y en consecuencia el espesor es menor que t_1 , por lo tanto, se decide que el espesor para las tapas sea igual que el del recipiente.

5.10 Cálculo de soportes

Se analizarán los diferentes soportes que tendrá el mezclador, tales como, soportes de las chumaceras, soporte del motor y soportes del recipiente, comprobando que no sufran ningún tipo de falla. Primero se analizarán los soportes de las chumaceras, donde se asumirá una placa rectangular con un espesor igual al del recipiente, 3/16" (4,76 mm).

5.10.1 Soporte 1

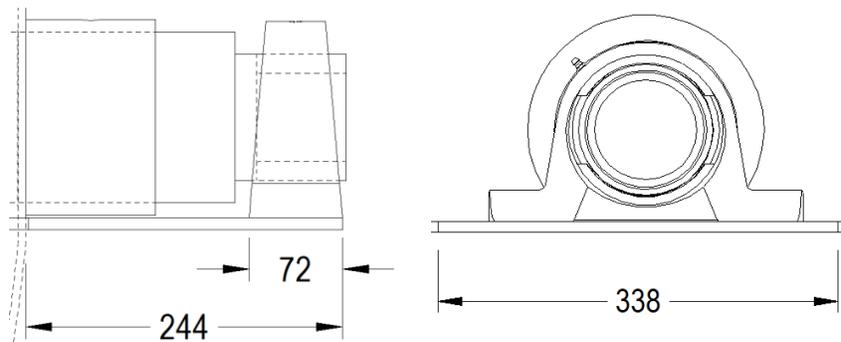


Figura 46. Medidas generales del soporte 1.

La fuerza que soporta cada soporte, es igual a la mitad del conjunto del eje, ya que las demás fuerzas generadas en el proceso de la mezcla son contra restadas por las chumaceras, por lo tanto, se tiene:

$$Masa_{eje} = 225,2 \text{ Kg}$$

$$W_{eje} = 2209,21 \text{ N}$$

$$W = \frac{W_{eje}}{2} = 1104,6 \text{ N}$$

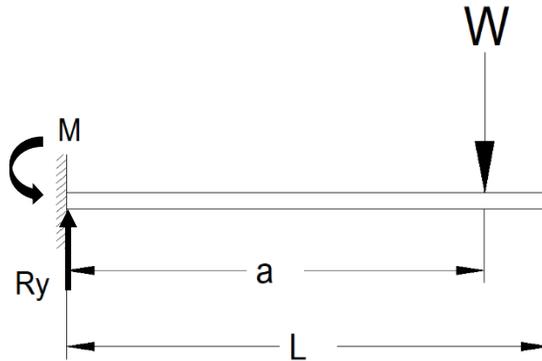


Figura 47: Diagrama de cuerpo libre para el soporte 1.

En la Figura 46, se puede ver que, se puede asumir el sistema como una viga empotrada, debido a que la unión con la tapa del recipiente, será mediante soldadura por ambos lados. Con esto, se tiene que la ecuación de deflexión está definida como:

$$y_{max} = \frac{WxL^2}{Ix E} \left[\frac{L}{6} - \frac{a}{2} \right]$$

Donde $W = 1104,6 \text{ N}$, $L = 0,244 \text{ m}$, $a = 0,208 \text{ m}$, $E = 1,93 \times 10^{11} \text{ Pa}$, $I = 3,038 \times 10^{-9} \text{ m}^4$ (inercia de un rectángulo con base $b = 0,338 \text{ m}$ y altura $t = 0,00476 \text{ m}$). Con esto se tiene que se genera una deflexión máxima de:

$$y_{max} = 7,1 \text{ mm}$$

Esto generaría un desalineamiento en el eje y provocaría una falla en el sistema, es por eso, que se debe realizar el análisis para la selección de una lámina, en la cual, no se genere deflexión. Luego de realizar varios análisis se tiene que la opción adecuada para este soporte es una placa de espesor:

$$t = \frac{3}{8} \text{ in} = 9,53 \text{ mm}$$

En la cual se genera una deflexión máxima de $y_{max} = 0,5 \text{ mm}$. Para aliviar esta pequeña deflexión, se pondrán 2 platinas de refuerzo, como se muestra a continuación:

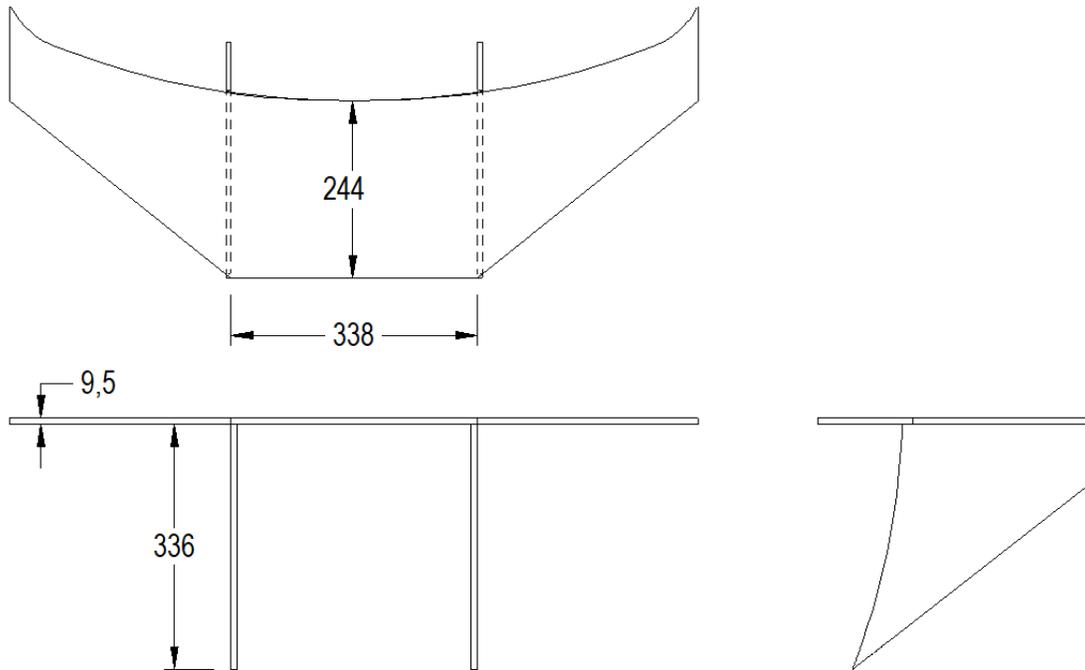


Figura 48: Dimensiones del soporte 1.

5.10.2 Soporte 2

De igual manera, se analiza el soporte del otro extremo.

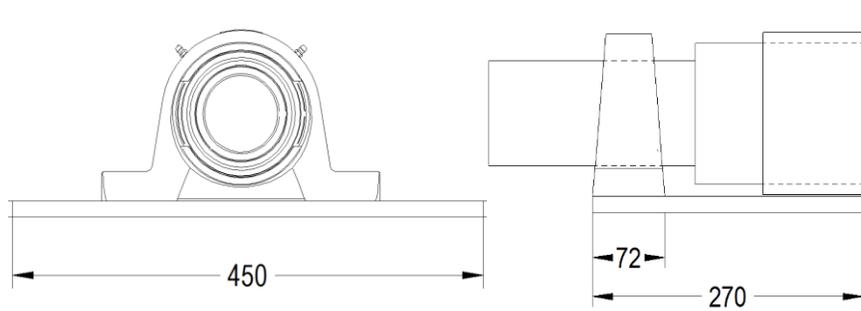


Figura 49: Medidas generales del soporte 2.

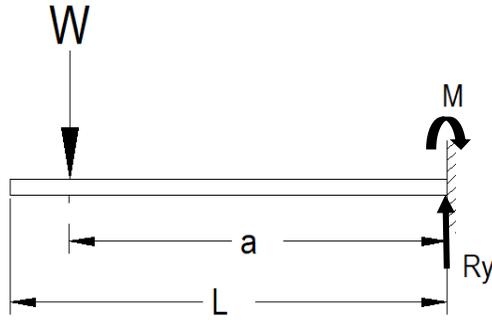


Figura 50: Diagrama de cuerpo libre para el soporte 2.

Con esto, se tiene que la ecuación de deflexión está definida como:

$$y_{max} = \frac{WxL^2}{Ix E} \left[\frac{L}{6} - \frac{a}{2} \right]$$

Donde $W = 1104,6 \text{ N}$, $L = 0,27 \text{ m}$, $a = 0,234 \text{ m}$, $E = 1,93 \times 10^{11} \text{ Pa}$, $I = 7,681 \times 10^{-8} \text{ m}^4$ (inercia de un rectángulo con base $b = 0,45 \text{ m}$ y altura $t = 0,0127 \text{ m}$). Con esto se tiene que se genera una deflexión máxima de:

$$y_{max} = 0,4 \text{ mm}$$

De igual manera, se debe reforzar con un apoyo, para evitar cualquier tipo de deflexión, el soporte se muestra a continuación:

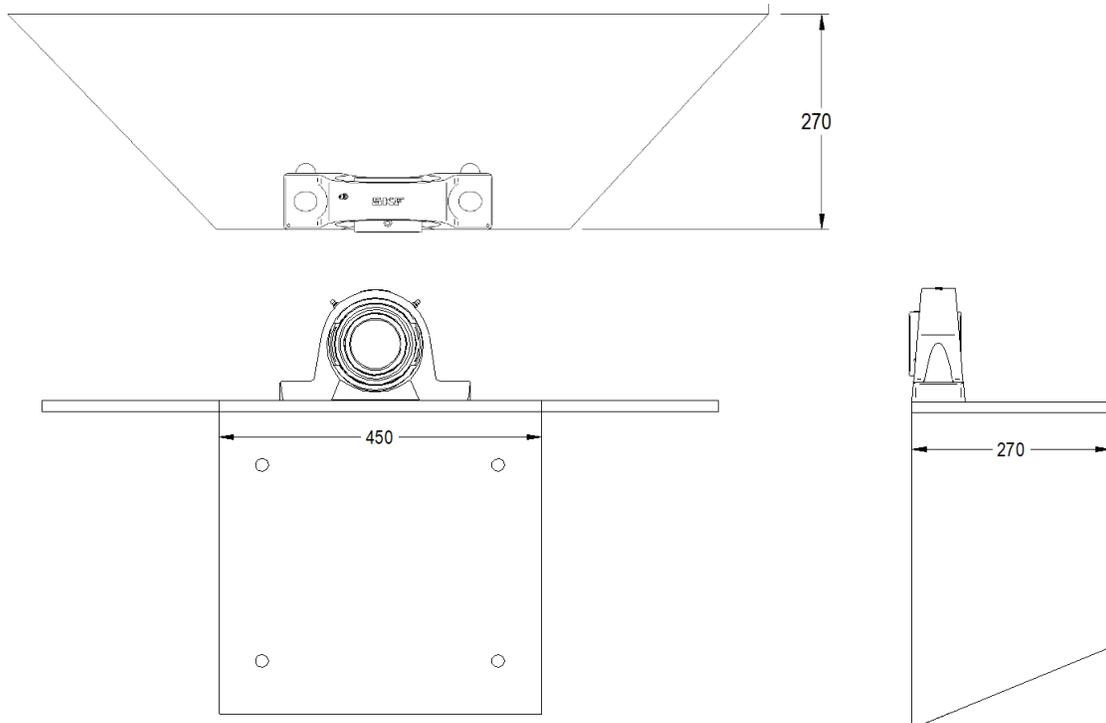


Figura 51: Dimensiones del soporte 2.

5.10.3 Soporte 3

Para el soporte del motor, se debe tener en cuenta que estará soportado en un extremo por soportes laterales y en el otro extremo por una placa, donde se unirá al soporte 2, como se muestra en la Figura 51.

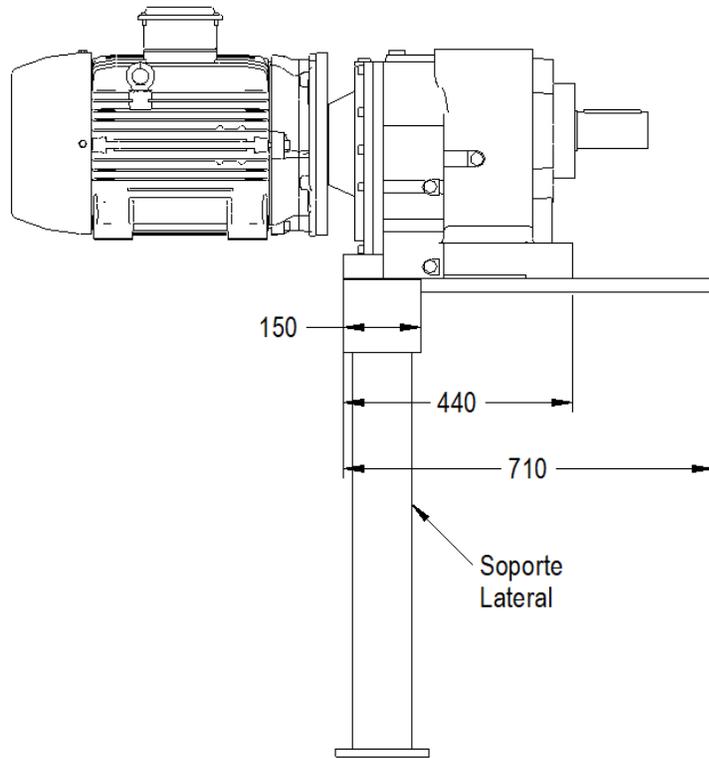


Figura 52: Dimensiones del soporte 3.

Realizando el diagrama de cuerpo libre para la placa se tiene:

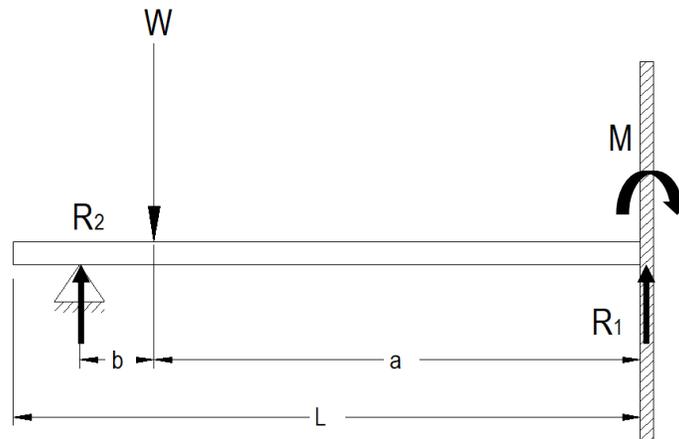


Figura 53: Diagrama de cuerpo libre para el soporte 3.

En la Figura 52, se muestra cómo se puede asumir el sistema, como una viga empotrada, ya que, en ese extremo tendrá soldadura por ambos lados y, además, cerca al otro extremo, tendrá un apoyo fijo, que es el soporte con el suelo. Luego de realizar el análisis, se tiene que la ecuación de deflexión máxima, está definida como:

$$y_{max} = \frac{1}{Ix E} \left[\frac{R_y x (a + b)^3}{3} - \frac{W x (a + b)^2}{2} + \frac{W x a^2 x (a + b)}{2} - \frac{W x a x (a + b)^2}{2} \right]$$

Donde $W = 3678,75 \text{ N}$, $a = 0,49 \text{ m}$, $b = 0,145 \text{ m}$, $R_1 = 581 \text{ N}$, $R_2 = 3097,75 \text{ N}$, $E = 1,93 \times 10^{11} \text{ Pa}$, $I = 6,145 \times 10^{-7} \text{ m}^4$ (inercia de un rectángulo con base $b = 0,45 \text{ m}$ y altura $t = 0,0254 \text{ m}$). Con esto se tiene que se genera una deflexión máxima de:

$$y_{max} = 0,007 \text{ mm}$$

De igual manera, como en los soportes calculados anteriormente, se deberá crear un apoyo con ayuda de platinas alrededor de la placa, para evitar cualquier tipo de deflexión.

5.10.4 Selección de los tornillos para la unión de los soportes 2 y 3

Ahora se calcularán los tornillos que unirán los soportes 2 y 3; estos soportes están separados para realizar un mantenimiento más sencillo y también para el transporte del equipo, debido al gran tamaño y peso de cada parte que conforma el mezclador.

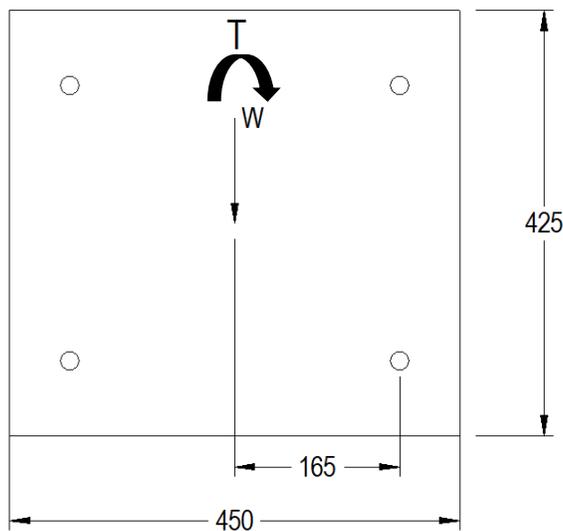


Figura 54: Diagrama de cargas para la placa unión.

Si se analiza un agujero de los que se muestra en la Figura 53, se tiene, que el instante más crítico es cuando el torque generado por el motorreductor, genera una fuerza en la misma dirección que el peso del mismo, entonces se tiene:

$$Fuerza = Fuerza_W + Fuerza_{Torque}$$

Donde el torque, en dicho instante genera una fuerza, igual a:

$$Fuerza_{Torque} = \frac{T}{d} = \frac{3441 \text{ Nm}}{0,165 \text{ m}} = 20854,55 \text{ N}$$

Por lo tanto, la fuerza que se genera en cada tornillo será:

$$Fuerza = 3678,75 \text{ N} + 20854,55 \text{ N} = 24533,33 \text{ N}$$

Se analizará el diámetro de un tornillo, para que no falle con esta carga, se tiene:

$$\tau_{perm} = \frac{V}{A} = \frac{F}{A}$$

El τ_{perm} es el esfuerzo permisible del material, entonces:

$$FS = \frac{\tau_{falla}}{\tau_{perm}}$$

Donde τ_{falla} es el esfuerzo de fluencia del acero inoxidable 304 (205 MPa) y con un factor de seguridad de 3 se tiene:

$$\tau_{perm} = \frac{\tau_{falla}}{FS} = \frac{205 \text{ MPa}}{3} = 68,33 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, el diámetro mínimo del tornillo para que no presente falla, será:

$$A = \frac{F}{\tau_{perm}} = \frac{24533,33 \text{ N}}{68,33 \text{ MPa}} = 359 \text{ mm}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4xA}{\pi}} = \sqrt{\frac{4x359 \text{ mm}^2}{\pi}} = 21,4 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se decide que los tornillos sean un diámetro mayor, se seleccionan tornillos M24 y los agujeros de las placas serán de 1" (25,4 mm). Además, los espesores de dichas placas serán iguales a los soportes 1 y 2.

5.10.5 Soporte 4

Por último, se calculará el espesor de la placa de los soportes del recipiente.

Este se realizará analizando la fuerza cortante que debe resistir la placa, para que no se generen fallas, que el tubo que separa el recipiente del suelo, puede producir.

El tubo a usar para los soportes, se calculará a partir del método de pandeo de columnas, el cual define la carga crítica que puede soportar una columna de una sección transversal, empotrada en un extremo y libre en otro extremo [25], así:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 x E x I}{4 x L^2}$$

Ahora la carga que se genera en debido al peso de los componentes del sistema del mezclador es:

$$P_{sistema} = (W_{recipiente} + W_{soportes} + W_{chumaceras} + W_{masaproducto} + W_{eje} + W_{motorchopper} + 10\% P_{sistema})/4$$

Se adiciona un 10% debido a que aún no se tiene en cuenta accesorios como tornillos, retenedores y los soportes no calculados, por lo tanto, reemplazando los valores encontrados anteriormente se tiene una carga en el sistema de:

$$P_{sistema} = 20,33 \text{ KN}$$

Usando un factor de seguridad de 4:

$$FS = \frac{P_{crseguro}}{P_{sistema}}$$

$$P_{crseguro} = 4x20,33 \text{ KN} = 81,32 \text{ KN}$$

Es decir que, la carga crítica del tubo que se usará como soporte, debe ser mayor a la carga crítica segura calculada. Luego de analizar varias tuberías Schedule, como se muestran en la Tabla 3, se

tiene que la mejor opción para que no falle es un Tubo de 3" Sch 40, que tiene las siguientes características:

$$\phi_{exterior} = 88,9 \text{ mm}, \phi_{interior} = 77,92 \text{ mm}, I = 251300 \text{ mm}^4, E = 193 \text{ GPa}, L = 1,185 \text{ m}$$

Con una carga critica, igual a:

$$P_{cr} = 85,23 \text{ KN}$$

Se puede ver que $P_{cr} > P_{crseguro}$, es decir, que el tubo no sufrirá pandeo y cumple con los requerimientos de la aplicación.

Con esto, es posible encontrar el espesor de las placas de la siguiente manera:

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{P_{crseguro}}{A_{proyectada}}$$

Donde $A_{proyectada}$ es el área que proyectaría el tubo si perforará la placa, es decir:

$$A_{proyectada} = \pi \times e \times (\phi_{exterior} - \phi_{interior})$$

Donde e es el espesor a encontrar. Reemplazando y despejando e , se tiene:

$$e = \frac{P_{cr}}{\pi \times \tau \times (\phi_{exterior} - \phi_{interior})}$$

$$e = \frac{85230 \text{ N}}{\pi \times 205 \text{ MPa} \times (88,9 \text{ mm} - 77,92 \text{ mm})} = 12,1 \text{ mm}$$

Este es el espesor mínimo para que el material no falle, es decir, que una placa de espesor de 1/2" (12,7 mm) estaría al límite de falla, es por eso, que se decide usar para todos los soportes de este tipo, placas con espesor de 5/8" (15,8 mm).

Por último, cabe mencionar que en este trabajo no se realizó el análisis de las soldaduras, ya que, en el Artículo 6 de la Resolución 4142 del 7 de diciembre del 2012, por la cual se establece el reglamento técnico sobre los requisitos sanitarios que deben cumplir los materiales, objetos, envases y equipamientos metálicos destinados a entrar en contacto con alimentos y bebidas para consumo humano en el territorio nacional, deben cumplir con características de higiene, sin alterar la composición del producto a contener, o ceder sustancias o contaminantes al producto, el cual puede causar riesgos para la salud [26], por lo tanto, a las soldaduras del recipiente, paletas, ejes, y chopper's, se tuvieron que pulir, dejando un acabado de superficie lisa, para evitar la acumulación de cualquier tipo de contaminante. En las soldaduras externas no fue necesario realizar este proceso, solo se realizó limpieza y se pasivaron. Todo este trabajo se realizó bajo supervisión y brindando el apoyo necesario.

6. Conclusiones

- El estado del arte permitió realizar un análisis y tomar la opción de mezcla más viable, para trabajar con las especificaciones del producto, ya que, la empresa CLIENTE no brindó demasiada información de los aditivos a la sal, por confidencialidad, pero se logró ver como las diferentes configuraciones, en especial, el tamaño y la posición de las paletas, modificaban las dimensiones de los componentes, debido a las reacciones que se generaban por la mezcla, se buscó la manera de tener un punto de equilibrio y mitigar este comportamiento, para usar materiales ligeros.

- La opción de poder tener un eje principal, al cual se le aplica una carga considerable y poder emplear un tubo, es de gran ayuda, tanto en el aspecto de peso, como en lo económico, ya que, el peso de un eje de 6" a un tubo de 6", tiene gran diferencia en el peso, además la potencia del motorreductor no supliría esta carga, es decir, todo aumentaría en tamaño, potencia y costos. Es por eso, que realizar este tipo de análisis, es de gran ayuda para la ingeniería de la empresa.

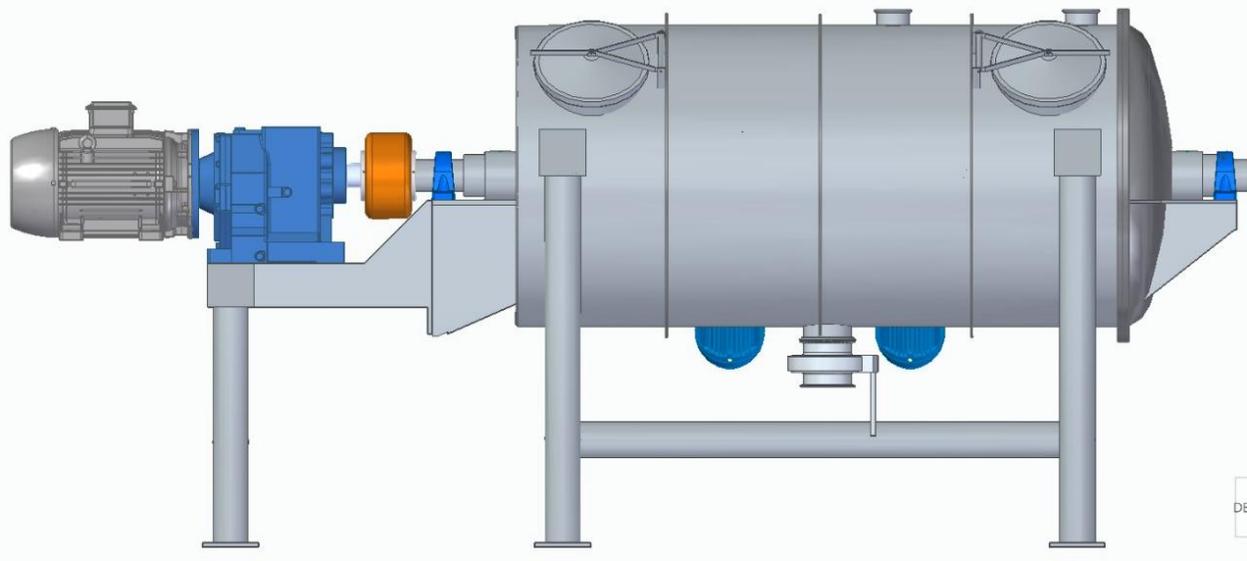
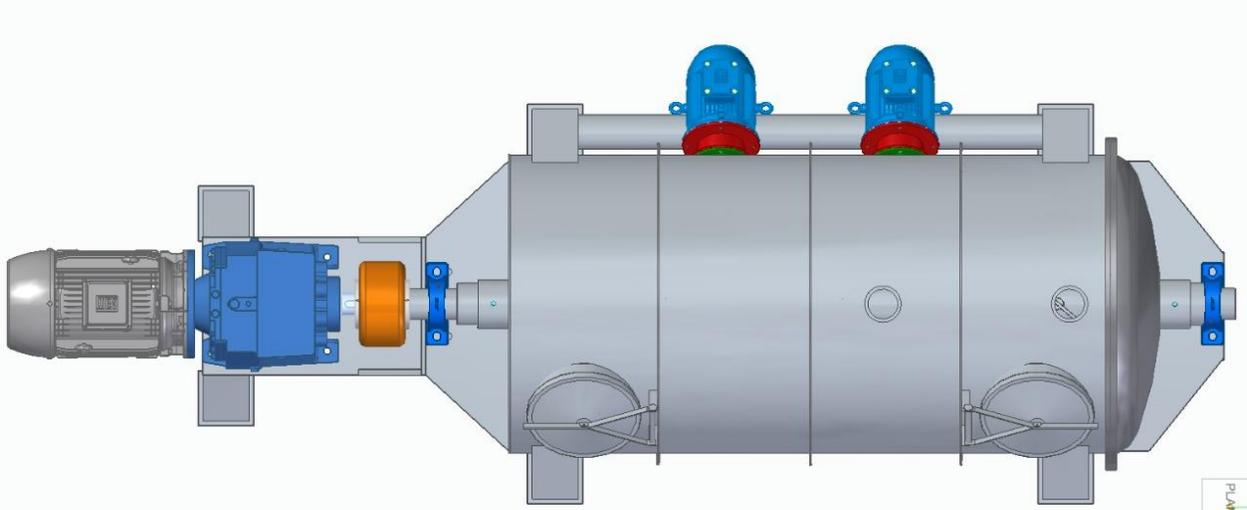
- Los cálculos realizados mediante la resistencia de materiales, es un método seguro para el análisis del comportamiento de cada componente, a pesar de eso, es un método que toma tiempo realizar, al momento hacer los diseños para luego ejecutarlos, ya que, el tiempo es una limitante en los proyectos. Se planea usar en futuros proyectos análisis mediante elementos finitos, el cual requiere de menos tiempo y realiza una combinación de métodos en los análisis, lo cual resulta más práctico para la ingeniería de diseño.

- En este trabajo se logró ver la fabricación de piezas de gran tamaño y se deben buscar métodos para realizarlas, como es el caso de las puntas del eje central, la cual se construyó en diferentes secciones, y ensamblando mediante el uso de registros en cada sección, para garantizar la concentricidad de la pieza y luego mediante soldadura realizar su unión de manera permanente. Esto muestra la diferencia entre realizar un diseño CAD y la fabricación de una pieza, donde el ingeniero debe tener presentes todos estos factores en la etapa de diseño.

- Al momento realizar diseños, se debe tener presente la disponibilidad del material, ya que, en este proyecto, por usar el acero inoxidable T316L, un material poco comercial, se presentaron varias

dificultades con los calibres de láminas o tubos, aumentando de tamaño en algunos componentes. Esto hace el equipo más seguro, pero aumenta las cargas y es necesario mayor potencia, como en el caso de las paletas; es por eso, que tener un factor de seguridad al momento de seleccionar motores, puede suplir este tipo de inconvenientes.

7. Diseño CAD



8. Registro fotográfico del mezclador



9. Referencias bibliográficas

- [1] M. Poux, P. Fayolle, J. Bertrand, D. Bridoux, J. Bousquet, “Powder mixing: some practical rules applied to agitated systems”, Powder Technology, ELSEVIER, 1990.
- [2] M. Leidy, M. Nicol, Tesis: “Agitación y mezclado”, Departamento de ingeniería química fundación universitaria de América.
- [3] M. Karen, O. José, Tesis: “Construcción De Una Máquina Para La Producción De Abono Orgánico”, Universidad Francisco De Paula Santander Ocaña, 2012.
- [4] V. Willmer, Tesis: “Diseño de una Mezcladora de Productos Sólidos en Polvo”, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1999.
- [5] ISIMSAN, MEZCLADORAS DE SÓLIDO PARA PRODUCTOS DE POLVO, GRANULADOS, PASTOSOS, tomado de: https://www.isimsan.com.tr/images/urunkataloglar/mezcladoras_de_solido.pdf, 20 de mayo del 2021.
- [6] Ebrahimi Mohammadreza, Yaraghi Amirsalar, Ein-Mozaffari Farhad “The effect of impeller configurations on particle mixing in an agitated paddle mixer”, Powder Technology, ELSEVIER, 2018.
- [7] Yoshiharu Tsugeno, Mikio Sakai, Sumi Yamazaki, Takeshi Nishinomiya, “DEM simulation for optimal design of powder mixing in a ribbon mixer”, Advanced Powder Technology, ELSEVIER, 2021.
- [8] M.F. Chiang, H.H. Hsu, M.C. Young, J.Y. Huang, “Mechanical degradation of cold-worked 304 stainless steel in salt spray environments”, Journal of Nuclear Materials, vol. 422, pp. 58-68, 2011.
- [9] G. Richards, J.Keith, “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” octava edición, Mc Graw Hill.
- [10] AWS B1.11, “Guide for the Visual Examination of Welds”, American National Standards Institute, 2000.
- [11] FRONIUS, “Sistema de soldadura TIG y sus funciones especiales: Parte 1”, tomado de: <https://blog.perfectwelding.fronius.com/es/>, 22 de Julio del 2021.
- [12] TRAINCOL, “Catálogo de motores trifásicos TECHTOP”, pág.14, Tomado de: www.traincol.com.co, 15 de Julio del 2021.
- [13] TRAINCOL, “Catálogo de reductores SITI”, pág. 41, Tomado de: www.traincol.com.co, 15 de Julio del 2021.
- [14] R.C. Hibbeler, “Mecánica de materiales”, sexta edición, Mc Graw Hill, pág. 269.
- [15] R.C. Hibbeler, “Mecánica de materiales”, sexta edición, Mc Graw Hill, pág. 297.
- [16] R.C. Hibbeler, “Mecánica de materiales”, sexta edición, Mc Graw Hill, pág. 297.
- [17] TRAINCOL, “Catálogo de reductores SITI”, pág. 45, Tomado de: www.traincol.com.co, 20 de agosto del 2021.

- [18] Budynas Richard, Nisbett Keith, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", Octava edición, Mc Graw Hill, pág. 361.
- [19] Budynas Richard, Nisbett Keith, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", Octava edición, Mc Graw Hill, pág. 369.
- [20] Budynas Richard, Nisbett Keith, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", Octava edición, Mc Graw Hill, pág. 367.
- [21] SKF, "Soportes de pie con rodamientos de rodillos", Tomado de: <https://www.skf.com/co/products/mounted-bearings/roller-bearing-units/pillow-block-units>, 25 de agosto del 2021.
- [22] SKF, "Soportes de pie con rodamientos de rodillos", Tomado de: <https://www.skf.com/co/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-SYJ%20100%20TF>, 25 de agosto del 2021.
- [23] R.C. Hibbeler, "Mecánica de materiales", sexta edición, Mc Graw Hill, pág. 32.
- [24] León Noé, Tesis: "Diseño y estudio económico de un tanque vertical para aire comprimido para una planta industrial", Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, 2013.
- [25] R.C. Hibbeler, "Mecánica de materiales", sexta edición, Mc Graw Hill, pág. 678.
- [26] Ministro de salud y Protección social, "Resolución 4142 de 2012", Artículo 6, pág. 6.