

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

"Adaptación tecnológica de un reactor de gasificación para pruebas  
de pirólisis"

**TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN**

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Presentado por:

Danny Giuseppe Guzmán Silva

Jaime Andrés Layana Jácome

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradecemos a nuestros padres por brindarnos el apoyo a lo largo de nuestra vida académica, a nuestros amigos de la institución que nos dieron la mano y nos aconsejaron, a los profesores por sus extensos conocimientos, y a nuestro tutor el PhD. Juan Manuel Peralta Jaramillo por su apoyo en el proceso de elaboración de este proyecto.

## DECLARACIÓN EXPRESA

La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Danny Giuseppe Guzmán Silva

Jaime Andrés Layana Jácome

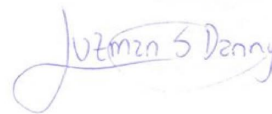
Juan Manuel Peralta Jaramillo, PhD.

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



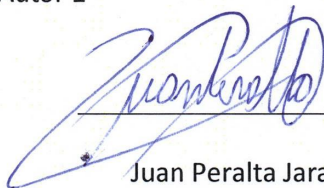
Jaime Layana Jácome

Autor 1



Danny Guzmán Silva

Autor 2



Juan Peralta Jaramillo, PhD.

Tutor de materia integradora

## RESUMEN

Los procesos de gasificación y pirolisis requieren de un sistema de agitación que permita al flujo de aire recorrer el reactor para que, de esta manera, ocurra una combustión más homogénea del material.

El presente proyecto tiene como objetivo principal adaptar este sistema de agitación al gasificador de contraflujo del Centro de Desarrollo Tecnológico Sustentable (CDTS) para realizar pruebas de pirolisis.

Para este propósito, se desarrollan cuatro capítulos para una mejor organización; en el primer capítulo se definen los temas más relevantes del proyecto abarcando el estudio bibliográfico, en el segundo capítulo se desarrollan las posibles opciones de soluciones, así como la selección de la mejor alternativa para posteriormente estudiarla, siguiendo el procedimiento de diseño. Finalmente, en los dos últimos capítulos se detallan los resultados obtenidos, y se concluye el proyecto con varias recomendaciones.

Utilizando los métodos de diseño por fatiga, análisis estático y estudio estático de simulación, se determina que un sistema de agitación de paletas planas inclinadas es el sistema óptimo para el gasificador. Este sistema, está diseñado para trabajar en condiciones de operación del proceso de pirolisis, a una temperatura de operación de 400° C. El costo de adaptación del equipo resulta un valor de \$928.46 aproximadamente, sin embargo, este valor puede variar dependiendo del proveedor.

Palabras clave: agitador de palas planas, gasificador de contraflujo, estudio estático de simulación.

## **ABSTRACT**

*The processes of gasification and pyrolysis require an agitation system that allows the air flow, go through the deposit of the reactor to obtain a more homogeneous combustion of the material.*

*The main objective of this project is to adapt this agitation system to the counterflow gasifier of the Center for Sustainable Technological Development (CDTS) to carry out pyrolysis tests.*

*For this purpose, four chapters are developed for a better organization; In the first chapter, the most relevant topics of the project are defined, including the bibliographic study, in the second chapter the possible options for solutions are developed, including the selection of the best alternative for later study, following the design procedure. Finally, in the last two chapters the results obtained are detailed, and the project is concluded with several recommendations.*

*Using the methods of design by fatigue, static analysis and static simulation study, it is determined that a system of inclined flat blade agitation is the optimal system for the gasifier. This system is designed to work under operating conditions of the pyrolysis process, at an operating temperature of 400 ° C. The cost of adaptation of the equipment results in a value of approximately \$ 928.46, however, this value may vary depending on the supplier.*

*Key words: flat-bladed agitator, counter-flow gasifier, static simulation study.*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS .....	VI
SIMBOLOGÍAS .....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS .....	X
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción.....	1
1.1 Descripción del problema.....	2
1.2 Objetivos.....	3
1.2.1 Objetivo General.....	3
1.2.2 Objetivos Específicos .....	3
1.3 Marco teórico .....	3
1.3.1 Gasificación y tipo de gasificadores.....	3
1.3.2 Procesos de la gasificación .....	4
1.3.3 Productos de pirolisis.....	6
1.3.4 Sistemas para agitación .....	7
1.3.5 Biomasa .....	9
CAPÍTULO 2.....	12
2. Metodología del diseño .....	12
2.1 Especificaciones del diseño .....	13
2.1.1 Requerimientos .....	14
2.1.2 Restricciones .....	14
2.2 Alternativas de diseño .....	16

2.3	Selección de alternativa .....	20
2.3.1	Selección de posición del agitador.....	20
2.3.2	Selección del elemento de agitación.....	21
2.3.3	Selección de método de transmisión de potencia .....	22
2.3.4	Selección del sistema mecánico de control de aire.....	23
2.4	Diseño de forma.....	24
2.5	Proceso de diseño .....	25
2.5.1	Flujo de calor en el gasificador .....	25
2.5.2	Paletas .....	27
2.5.3	Eje .....	33
2.5.4	Selección de Rodamientos .....	40
2.5.5	Diseño de la soldadura .....	42
2.5.6	Potencia .....	45
2.5.7	Junta empernada chumacera - gasificador .....	47
2.5.8	Válvulas.....	48
2.5.9	Selección de material .....	49
2.6	Simulación .....	50
2.6.1	Análisis estático de la paleta.....	50
2.6.2	Análisis estático del eje .....	54
CAPÍTULO 3.....		58
3.	Resultados .....	58
3.1	Resultados teóricos.....	58
3.1.1	Paletas .....	58
	Análisis estático de la paleta.....	60
3.1.2	Eje .....	63
3.1.3	Rodamientos .....	67
3.1.4	Diseño de soldadura.....	70

3.1.5	Potencia de entrada.....	72
3.1.6	Junta empernada chumacera - gasificador .....	73
3.1.7	Selección de válvula.....	74
3.2	Resultados simulados .....	74
3.2.1	Análisis estático de Paletas .....	75
3.2.2	Análisis estático de eje .....	77
3.2.3	Análisis estático de paletas a temperatura de 400°C.....	80
3.2.4	Análisis estático del eje a temperatura de 400° C.....	82
3.3	Comparación de resultados: teórico vs simulado .....	84
3.3.1	Análisis estático de la paleta.....	85
3.3.2	Análisis estático del eje .....	87
3.4	Esfuerzos generados por temperatura .....	88
3.4.1	Esfuerzos provocados por la temperatura en las paletas.....	89
3.4.2	Esfuerzos provocados por la temperatura en el eje .....	89
3.5	Análisis de costos .....	91
3.6	Mantenimiento .....	92
3.6.1	Consideraciones previas .....	92
3.6.2	Uso designado.....	93
3.6.3	Condiciones técnicas.....	93
3.6.4	Plan de mantenimiento .....	93
CAPÍTULO 4.....		95
4.	Conclusiones.....	95
5.	Recomendaciones.....	96

Bibliografía

Anexos



## ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FIMCP	Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción
CDTS	Centro de Desarrollo Tecnológico Sustentable
CFD	Computacional Fluid Dynamics
INEN	Instituto Nacional de Estadísticas y Censos
DIN	Deutsches Institut für Normung
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society of Testing Materials
AISI	American Iron and Steel Institute
RMSE	Root Mean Square Error
EPP	Equipo de Protección Personal

## SIMBOLOGÍAS

Kg	Kilogramo
T	Temperatura
m	Metro
m <sup>2</sup>	Metro cuadrado
m <sup>3</sup>	Metro cúbico
s	Segundo
Pa	Pascales
MPa	Mega pascales
GPa	Giga pascales
W	Watts
°C	Grados Celsius
K	Grados Kelvin
k	Conductividad térmica
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección
$\rho$	Densidad
r	Radio
D	Diámetro
RPM	velocidad angular
KJ	Kilo julio
MJ	Mega julio
mm	Milímetro
N	Newton
KN	Kilo newton
hr	Hora
Nm	Newton metro
in	Pulgada
Nt	Factor de seguridad

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Proceso de diseño del proyecto .....	12
Figura 2.2 Metodología del diseño de: a) Agitador; b) Control de aire .....	13
Figura 2.3 Diseño actual del equipo: a) Vista isométrica; b) vista frontal .....	17
Figura 2.4 Diseño de forma de la propuesta de diseño. ....	24
Figura 2.5 Sección transversal del gasificador .....	25
Figura 2.6 Resistencias térmicas presentes en el gasificador .....	26
Figura 2.7 Variables de importancia para el diseño de un agitador .....	27
Figura 2.8 Geometría final de paletas .....	29
Figura 2.9 Paleta dividida en áreas para cálculo de centroide.....	29
Figura 2.10 Diagrama de cuerpo libre de paleta.....	31
Figura 2.11 Puntos críticos de superficie de contacto de paleta .....	32
Figura 2.12 Diagrama de cuerpo libre, fuerzas desplazadas al eje. ....	34
Figura 2.13 Diagrama de cuerpo libre: a) plano xy; b) Plano yz .....	35
Figura 2.14 Curva de factor de temperatura vs. Temperatura .....	37
Figura 2.15 Punto crítico del eje.....	39
Figura 2.16 Fuerzas y momentos sobre cordón de soldadura (Paleta) .....	43
Figura 2.17 Fuerza y momento sobre cordón de soldadura (tapa- soporte) ....	45
Figura 2.18 Lista de aceros para trabajos en caliente .....	49
Figura 2.19 Modelo CAD del agitador de paletas inclinadas .....	51
Figura 2.20 Vista de sujeción fija en cara superior de eje .....	51
Figura 2.21 Vista de carga de torsión sobre el eje .....	52
Figura 2.22 Vista de carga ejercida sobre una paleta .....	52
Figura 2.23 Vista de vector de peso del componente.....	53
Figura 2.24 Vista de malla sobre paletas y eje .....	53
Figura 2.25 Vista de temperatura aplicada sobre paletas.....	54
Figura 2.26 Modelo de sección de eje a estudiar .....	55
Figura 2.27 Cargas sobre el eje .....	56
Figura 2.28 Mallado sobre el eje .....	56
Figura 2.29 Vista de carga térmica aplicada sobre el eje .....	57

Figura 3.1 Distribución de esfuerzo: a) P; b) $W_y'$ ; c) $W_x'$ .....	62
Figura 3.2 Diagrama de momento en plano xy .....	64
Figura 3.3 Diagrama de momento en plano yz .....	65
Figura 3.4 Distribución de esfuerzo: a) $P_x$ ; b) $M_x$ ; c) $P_y+2W_{paleta}$ ; d) $M_y$ .....	66
Figura 3.5 Tabla de espesores normados de soldadura.....	71
Figura 3.6 Esfuerzos en la paleta sin carga térmica .....	75
Figura 3.7 Esfuerzo sobre punto crítico sin carga térmica .....	76
Figura 3.8 Esfuerzos sobre paletas a 600°C .....	76
Figura 3.9 Factor de seguridad de paletas a 600°C .....	77
Figura 3.10 Esfuerzo sobre el eje sin carga térmica.....	78
Figura 3.11 Esfuerzos sobre eje a 600°C .....	79
Figura 3.12 Factor de seguridad sobre eje a 600°C .....	79
Figura 3.13 Esfuerzos sobre paleta a 400°C .....	80
Figura 3.14 Factor de seguridad de las paletas a 400°C .....	81
Figura 3.15 Deformaciones sobre paletas a 400° .....	82
Figura 3.16 Esfuerzos sobre el eje a 400°C .....	82
Figura 3.17 Factor de seguridad sobre el eje a 400°C .....	83
Figura 3.18 Deformaciones sobre el eje a 400°C .....	84
Figura 3.19 Grafica Teórico - Simulado vs Carga en la paleta .....	86
Figura 3.20 Grafica Teórico - Simulado vs Carga en el eje .....	88
Figura 3.21 Vista general del gasificador adaptado.....	92

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Tipo de gasificadores convencionales .....	4
Tabla 1.2 Composición química y poder calorífico de los productos de pirolisis	7
Tabla 2.1 Alternativas de tipo de agitadores. ....	16
Tabla 2.2 Alternativas de posiciones posibles del agitador. ....	17
Tabla 2.3 Alternativas de sistemas de reducción de velocidad.....	18
Tabla 2.4 Alternativas de tipos de válvulas .....	19
Tabla 2.5 Tabla de puntuaciones .....	20
Tabla 2.6 Matriz de decisión de la posición del agitador .....	20
Tabla 2.7 Matriz de decisión de elemento de agitación .....	21
Tabla 2.8 Matriz de decisión de método de transmisión de potencia.....	22
Tabla 2.9 Matriz de decisión de válvulas.....	23
Tabla 3.1 Tabla de precios cotizados para la implementación .....	91
Tabla 3.2 Actividades de mantenimiento del sistema de agitación .....	94

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

Actualmente se busca fuentes de energías renovables para sustituir o disminuir parcialmente el consumo de combustibles fósiles una de ellas es el aprovechamiento energético de la biomasa la cual tiene bajo impacto ambiental y emisiones de gases contaminantes en comparación a los combustibles fósiles o energía nuclear. Todo esto debido a la preocupación por mejorar la calidad de vida del planeta el cual se encuentra sufriendo por el calentamiento global originado por la acumulación de gases invernaderos desde que empezó la revolución industrial.

Ecuador es un país que poco a poco ha ido creciendo con el desarrollo de este tipo de tecnología, lo que se puede notar en el funcionamiento de grandes proyectos. La transformación de biomasa por procesos termoquímicos es otra vía usada con el fin de obtener productos por pirolisis y gasificación los cuales sirven para pequeñas aplicaciones hasta medianos niveles de producción.

El Centro de Desarrollo Tecnológico Sustentable (CDTS), dispone de un gasificador de contraflujo de biomasa el cual se va a estudiar para realizar mejoras en el diseño para obtener un gas producto con menor cantidad de alquitranes en la mezcla de gases, adaptando a su vez al equipo para obtener los productos por pirolisis y gasificación

## **1.1 Descripción del problema**

En el Ecuador, la materia prima de tipo biomasa se encuentra altamente disponible, en grandes cantidades para la población en general. Sin embargo, su poder energético es desaprovechado por el desconocimiento y la falta de equipos que permitan aprovechar la energía contenida en ella.

Para ello, el CDTs cuenta con una torre de gasificación parcial por sistema de contraflujo de biomasa/aire que se utiliza para el análisis de la biomasa como fuente de energía alternativa, cuyo producto se presenta en forma de gas de síntesis. Sin embargo, en la actualidad, este equipo no cuenta con un sistema de agitación, lo cual no permite que las reacciones de combustión generen gas de buena calidad, al contener grandes cantidades de alquitranes el cual es un problema para este tipo de desarrollo tecnológico.

La pirolisis es una de las etapas del proceso de gasificación, el carbón vegetal es generado hasta este punto, pudiendo aprovecharse y ser utilizado en aplicaciones varias como filtros de carbón activado.

A partir de lo antes expuesto, se requiere adaptar el reactor de gasificación para que pueda ser utilizado en pruebas de pirolisis.

## **1.2 Objetivos**

### **1.2.1 Objetivo General**

- Rediseñar la torre de gasificación de las instalaciones del CDTS, e implementar un sistema de agitación para su empleo como unidad de pirolisis.

### **1.2.2 Objetivos Específicos**

- Rediseñar el gasificador del CDTS para disponer producto de pirolisis.
- Diseñar un agitador que cumpla la función de homogenizar la combustión de la materia prima.
- Realizar el análisis del funcionamiento del sistema de agitación utilizando software de simulación.
- Realizar el modelado 3D de la estructura, piezas, accesorios, y sus respectivos planos.

## **1.3 Marco teórico**

### **1.3.1 Gasificación y tipo de gasificadores**

Proceso termoquímico en el cual un material sólido de origen orgánico tiene contacto con un flujo de corriente oxidante o agente de reacción a temperaturas altas. Este proceso consta adicionalmente de tres subprocesos los cuales son el secado, pirolisis y gasificación. (Rincón , Gómez, & Klose, 2011)

El equipo para llevar a cabo la gasificación se denomina gasificador, los cuales se clasifican de la siguiente manera como se detalla en la tabla 1.1.



**Tabla 1.1 Tipo de gasificadores convencionales**

Gasificadores de lecho fijo			Gasificador de lecho móvil	Gasificador de lecho fluidizado	Gasificador de flujo de arrastre
<b>Contracorriente</b> El gas producto sale por la parte superior del gasificador a temperaturas (menores a 300° C) además que contienen gran cantidad de alquitranes al no haberse quemado durante la pirolisis. Fácil construcción y operación	<b>Paralelo</b> El gas producto salen con temperaturas entre 800° C a 1000°C, posee baja cantidad de alquitranes ya que si logran ser descompuestos durante el proceso de gasificación	<b>Cruzado</b> Su gas producto sale a muy altas temperaturas y con un contenido de alquitranes altos.	Entre sus ventajas se puede encontrar con tiempos de procesamiento pequeños y diversidades de materias primas. La transferencia de calor en este tipo de gasificadores es menor a los de lecho fijo	Presentan ciertos inconvenientes como el caso de pérdidas de fluidez por la sinterización del lecho por otro lado el agente de reacción y el material carbonizado tiene velocidades de reacción altas.	El gas producto no presenta alquitranes dado a que su temperatura de operación es alta; razón por la cual se necesita gran cantidad de energía para operar.

Fuente: (Rincón , Gómez, & Klose, 2011)

## 1.3.2 Procesos de la gasificación

### 1.3.2.1 Secado

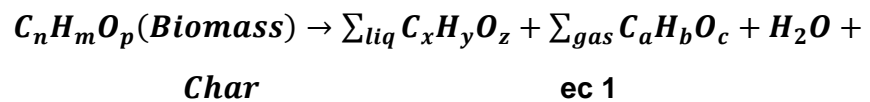
Generalmente la temperatura en la zona de secado está entre 100° C a 200 °C, es en esta sección ocurre la conversión de humedad en vapor de agua debido a la transferencia de calor entre los gases calientes de la zona de oxidación y la biomasa.

Por otra parte, cantidad de humedad eliminada de la biomasa en este proceso es igual al vapor de agua que se forma y puede ser expresada en término de balance de masa (Susastriawan, Saptoadi, & Purnomo, 2017). Si el contenido de humedad es alto se produce más vapor de agua; por ejemplo en madera recién cortada un kilogramo de humedad en biomasa utiliza 2260 kJ de calor extra del proceso a presión atmosférica. (Basur, 2010)

### 1.3.2.2 Pirólisis

Consiste en la descomposición molecular de la biomasa en gases condensables, alquitrán y char a temperatura inferiores a 400 °C en ausencia de oxígeno. Luego los gases condensables también se descomponen en gases no condensables (CO, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub> y CH<sub>4</sub>), líquido y char (Susastriawan, Saptoadi, & Purnomo, 2017)

Es decir, el proceso de pirólisis de biomasa es representada por la ecuación de reacción (Basur, 2010)



### 1.3.2.3 Oxidación

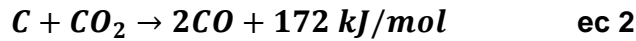
El calor liberado en la oxidación es utilizado para el secado, pirólisis y otras reacciones térmicas durante la reducción. La cantidad de calor liberado durante la oxidación total es tres veces mayor que en la oxidación parcial. (Susastriawan, Saptoadi, & Purnomo, 2017)

### 1.3.2.4 Reducción

Proceso en donde ocurren las principales reacciones de la gasificación a temperaturas entre 700 °C y 1200 ° C en presencia de oxígeno. Suceden tanto reacciones endotérmicas como las exotérmicas las cuales utilizan 303 kJ/mol de calor para la endotérmicas mientras que para la exotérmicas liberan 116 kJ/mol de calor. Los gases combustibles en el gas producto son formados durante este proceso bajo las siguientes reacciones (Susastriawan, Saptoadi, & Purnomo, 2017).

De acuerdo con Basur (Basur, 2010), alguna de las reacciones típicas de la gasificación a 25 ° C es:

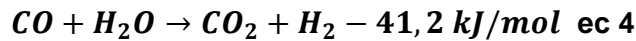
Reacción endotérmica Boudouard



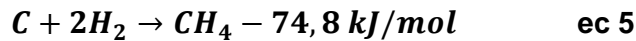
Reacción endotérmica agua – gas



Reacción exotérmica de cambio



Reacción exotérmica de metanización



### 1.3.3 Productos de pirolisis

#### 1.3.3.1 Primarios

Una vez que la biomasa experimenta pirolisis esta se divide en carbón, vapor de agua y otros compuestos químicos en forma de alquitranes.

Cabe mencionar que la temperatura en el proceso influye en los productos obtenidos de la siguiente manera:

- Se obtiene más rendimientos de líquidos y sólidos cuando el proceso ocurre a tiempos de residencia altos y bajas temperaturas.
- La formación de líquidos aumenta cuando el proceso ocurre a temperaturas intermedias
- La formación de gases debido a los productos condensables aumenta cuando el proceso ocurre a temperaturas altas (Guevara & Pablo, 2016)

La siguiente tabla muestra la composición química de los productos por pirolisis

**Tabla 1.2 Composición química y poder calorífico de los productos de pirolisis**

<b>Productos de la Pirolisis</b>	<b>Composición Química</b>	<b>Poder Calorífico</b>
Gaseosos	Hidrógeno (H <sub>2</sub> ). Metano (CH <sub>4</sub> ). Dióxido de Carbono (CO <sub>2</sub> ). Monóxido de Carbono (CO) Otros gases.	8 – 15 MJ/m <sup>3</sup>
Condensables (Líquido a temperatura ambiente)	Mezcla de alquitranes Aceites con contenido de: Ácido acético Ácido fórmico Acetona Metano Hidrocarburos aromáticos	25 MJ/Kg
Sólidos	Carbón vegetal o coque de pirolisis, con bajo contenido de azufre	Aproximadamente el doble del PCI de la biomasa lignocelulósica

Fuente: Trabajo de postgrado “Evaluación de tecnologías para producción de electricidad a partir de biomasa forestal en El Salvador” Autor: Raúl Menéndez, 2012

### 1.3.3.2 Producto sólido

La parte sólida de la pirolisis es un carbón comúnmente denominado char (carbón vegetal); del total de biomasa entrante entre un 40% al 80% se transforma en la parte sólida.

Posee un bajo poder calorífico de 32 MJ/kg el cual es mucho mayor al que inicialmente tenía la biomasa o sus productos líquidos por lo cual es muy utilizado en aplicaciones domésticas, farmacológicas e industriales. (Guevara & Pablo, 2016)

### 1.3.4 Sistemas para agitación

La agitación como proceso industrial, es un procedimiento que tiene como principal finalidad, la homogenización de una mezcla entre dos o más productos. Sin embargo, otras aplicaciones (Castillo Uribe, 2013) por la que se utilizan son:

- Suspender sólidos en un líquido. Los sólidos por densidad o gravedad se concentran en una zona específica del recipiente, de esta manera se busca homogenizar y disolver los sólidos en el líquido.
- Intercambiar calor entre dos fluidos a diferentes temperaturas. Por medio de la agitación se logra la homogenización del gradiente de temperatura de la mezcla.
- Favorecer la fermentación en un proceso con presencia o ausencia de oxígeno. La agitación distribuye homogéneamente los microorganismos encargados de la fermentación.
- Emulsionar o dispersar dos fluidos que son insolubles entre sí.

La selección adecuada de un agitador dependerá en gran medida de la materia que se va a mezclar, y de las características que se desean en el proceso, como:

- Dirección del movimiento (axial, radia, tangencial).
- Viscosidad de la materia.
- Geometría del recipiente de mezclado.

De esta manera, se pueden encontrar una gran variedad de agitadores que cumplen una o varias de estas características. Algunos de estos agitadores y sus usos principales se listan a continuación:

#### **1.3.4.1 Agitador de pala**

Se caracterizan por la ubicación de su impulsor, que generalmente es paralelo al eje, sin embargo, algunos modelos pueden tener cierto grado de inclinación en sus paletas. Por su geometría, estos generan movimiento mayoritariamente radiales y tangenciales. A velocidades bajas, estos generan una agitación suave, pero a velocidades más altas, el uso de deflectores es importante para evitar el movimiento completo de la masa generado por la componente tangencial del movimiento.

#### **1.3.4.2 Agitador de ancla**

Se caracterizan por su movimiento muy cercano a la superficie interior del recipiente, siendo ideal para mezclas viscosas, evitando así que estos se adhieran a las paredes. Sin embargo, el movimiento de la corriente generada es casi circular (Uribe Ramírez, Rivera Aguilera, Aguilera Alvarado, & Murrieta Luna, 2012), por lo que su capacidad de mezclado no es lo mejor.

#### **1.3.4.3 Agitador de hélice**

El movimiento generado por el agitador es mayoritariamente axial, con columnas altamente turbulentas. Este impulsor trabaja óptimamente a altas velocidades y con mezclas poco viscosas, por lo tanto, sus aplicaciones varían entre homogenizar, y favorecer la transferencia de calor. (Erazo Soria, Vizúete Benítez, & Vargas T., 2011)

#### **1.3.4.4 Agitador de turbina**

El movimiento generado por el agitador es principalmente radial y tangencial, por lo que induce la formación de vórtices. Las palas pueden ser rectas, curvas o inclinadas y son eficaces para un amplio rango de velocidades. (Erazo Soria, Vizúete Benítez, & Vargas T., 2011)

### **1.3.5 Biomasa**

Las características fisicoquímicas y energéticas de la biomasa permiten aprovechar su composición para transformar dicha energía a otros tipos de energía, como energía calorífica o eléctrica.

Se considera como biomasa, la fracción de materia orgánica de los residuos y desechos derivados de la industria agrícola, silvícola, ganadera, entre otros. Es un recurso que siempre se encuentra disponible en grandes cantidades, por lo que se considera un recurso renovable. Por lo tanto, su uso como materia prima es una forma de generación de energía renovable ya que no contribuye

con la emanación de gases de efecto invernadero. (Barriga Rivera, y otros, 2014)

El contenido energético en la biomasa puede ser aprovechado de varias maneras, ya sea mediante un proceso de oxidación o fermentación, de esta manera los productos resultantes son distintos.

En un gasificador, el proceso que se realiza es de oxidación. En este tipo de proceso, el valor energético de la biomasa se mide por su composición inmediata, la cual nos brinda la información del contenido de carbono fijo, material volátil, humedad y cenizas. Cada una de las partes que constituyen la sustancia generan un efecto distinto en la oxidación de este.

#### **1.3.5.1 Contenido de humedad**

El contenido de humedad se define como la cantidad de masa de agua en relación con 1 kg de materia seca. Se recomienda que, para procesos de conversión de energía, el contenido de humedad sea inferior al 30% (Valverde G., Sarria L., & Monteagudo Y., 2007). Un alto contenido de humedad provoca efectos negativos en la oxidación de la biomasa, además de que el poder calorífico de la biomasa decrece.

#### **1.3.5.2 Cenizas**

El porcentaje de cenizas se define como la relación entre material sólido no combustible, respecto a 1 kg de biomasa. La sílice responde como principal componente de las cenizas, y tiene efectos negativos sobre la combustión. Un alto contenido de sílice no estimula una combustión continua y homogénea, debido a que este no se degrada al quemarse. (Echeverría Cruz & López Mena, 2010)

#### **1.3.5.3 Materia volátil**

El porcentaje de materia volátil es la cantidad de masa que se pierde al momento de la descomposición térmica en un ambiente

sin oxígeno. Además, favorece la ignición en las primeras etapas de la combustión. (Valverde G., Sarria L., & Monteagudo Y., 2007)

#### **1.3.5.4 Carbón Fijo**

El porcentaje de carbón fijo se define como la cantidad final de materia que se va a quemar como combustible luego de la salida de la materia volátil (Echeverría Cruz & López Mena, 2010).



# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

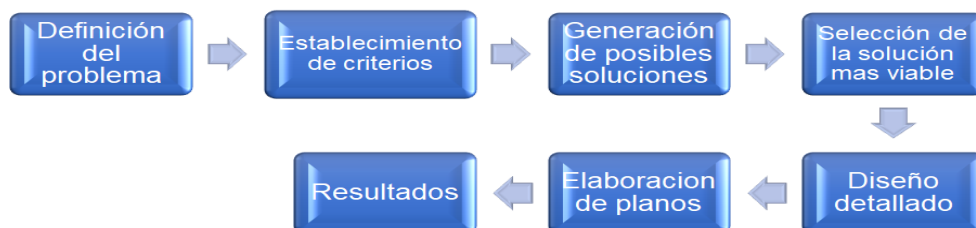
En este capítulo se desarrolla el diseño tanto conceptual como el detallado de acuerdo con las fases del diseño, para lo cual primero se irá definiendo los criterios y restricciones más importantes, con el fin de seleccionar la mejor solución entre todas las posibles alternativas de solución, por medio de matrices de decisión.

Posteriormente se ejecutará la idea sujeta a normas estándares, para el sistema de agitación y el sistema mecánico de apertura y cierre de aire, para que el diseño cumpla su funcionamiento dentro de un marco que garantice calidad y seguridad al usuario.

Adicionalmente se realizará el modelado del rediseño del gasificador, así como también una simulación, cuyo propósito permita realizar un análisis profundo de esfuerzos y deformaciones que actúen durante su operación; además, por medio de esta herramienta, se puede notar posibles errores desarrollados en las anteriores etapas del diseño.

Una vez que el diseño cumpla con los requerimientos de manera satisfactoria, se elaborarán los planos de construcción del diseño final, y finalmente se mostrara el costo final del proyecto mediante cotizaciones.

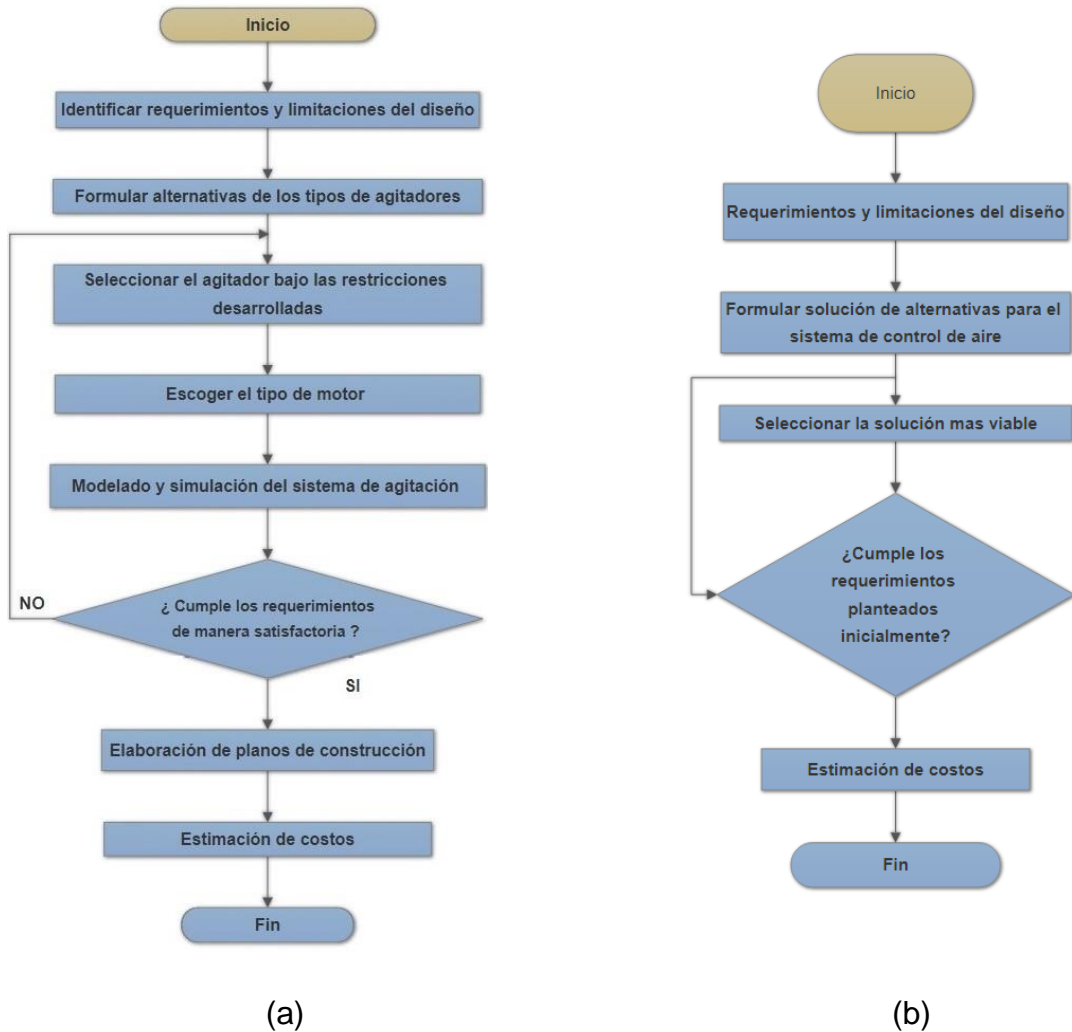
En la Figura 2.1 se observa el proceso de diseño general, en donde el método empieza desde la definición del problema y termina con presentación de resultados



**Figura 2.1 Proceso de diseño del proyecto**

Fuente: Elaboración propia

Por otro lado, en la figura 2.2a se presenta la metodología que se sigue para el agitador de forma más detallada mientras que en la figura 2.2b la del sistema de control mecánico de aire del gasificador.



**Figura 2.2 Metodología del diseño de: a) Agitador; b) Control de aire**

Fuente: Elaboración propia

## 2.1 Especificaciones del diseño

Es necesario establecer previamente ciertos requerimientos y restricciones que permitan al diseñador elegir la mejor alternativa de diseño. Estas especificaciones son generalmente indicadas por el cliente o el usuario del producto, en este caso, los docentes del CDTS. Los requerimientos y restricciones establecidas son:

### **2.1.1 Requerimientos**

#### ***Sistema de agitación***

Se requiere un tipo de agitador que mueva la materia prima dentro del gasificador de forma constante, con un movimiento axial para evitar formaciones de gránulos, y a su vez se cumpla el lecho fluidizado.

#### ***Control de suministro de aire***

El gasificador se debe adaptar para que realice pirolisis. Para que el proceso de pirolisis ocurra se debe realizar en ausencia de oxígeno, para ello se requiere la selección de un control mecánico de apertura y cierre de flujo de aire.

#### ***Facilidad de manufactura***

El proceso de fabricación del diseño debe ser lo más simplificado posible, para evitar complicaciones al momento de su construcción.

#### ***Mantenimiento***

Se requiere que el gasificador siga una rutina de mantenimiento de fácil ejecución, con la finalidad de prolongar la vida útil del equipo, y sus componentes. El mantenimiento de sus partes no debe requerir equipos adicionales, ni herramientas especiales que dificulten la manutención.

#### ***Material***

El tipo de material debe soportar altas temperaturas, debe ser dúctil y de alta dureza, resistente al desgaste, abrasión y a la corrosión.

#### ***Carga***

Se espera que el sistema de agitación trabaje efectivamente con los diferentes tipos de biomasa disponible.

### **2.1.2 Restricciones**

#### ***Espacio disponible***

Debido al tipo de gasificador, los espacios más importantes están siendo ocupados como entrada de biomasa y salida de cenizas, en

las partes centrales superior e inferior, respectivamente. Esto deja un espacio limitado en los alrededores del centro del cilindro para la adaptación del sistema de agitación como del control de suministro de aire.

El diámetro interno más pequeño dentro del gasificador es de 270 mm

### ***Peso***

Se requiere que el peso del sistema de agitación no sea excesivo, de manera que el accionamiento no requiera de grandes potencias. Además de facilitar la movilidad del equipo a otra locación.

### ***Proceso***

El movimiento de la materia prima por parte del agitador tiene que ser en múltiples direcciones y la suministración de aire cortada totalmente para garantizar que ocurra el proceso de pirolisis.

### ***Costo del producto***

Desarrollo de la mejor alternativa sea de menor gasto posible en recursos, pero asegurando calidad en el mezclado

### ***Eficiencia***

El rendimiento del reactor debe ser lo suficientemente bueno, para que sea económicamente rentable realizar pirolisis. De otra manera, la generación del producto no justificaría el consumo de energía de biomasa, calorífica, y eléctrica que se utiliza para que el gasificador funcione.

### ***Instalación***

El ensamblado debe ser lo más sencillo posible, con el propósito de eliminar este tipo de gasto, además de no requerir personal altamente capacitado para operar el equipo.

## 2.2 Alternativas de diseño

### Tipos de agitadores

La importancia de añadir un agitador en un gasificador es la de distribuir carga en todo el volumen interno del gasificador, asegurando que exista una buena homogenización de temperatura en la biomasa, y que el encendido sea menos complicado al permitir que exista fluidización.

Dado a que existe una diversidad de tipo de agitadores disponibles para distintos tipos de aplicaciones se ha seleccionado los más comunes describiendo sus ventajas y desventajas en la tabla 2.1

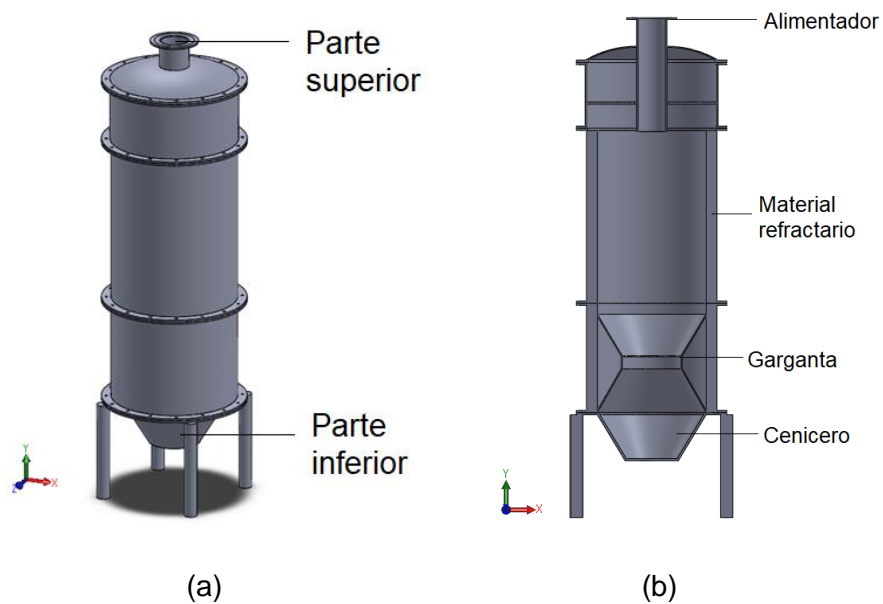
**Tabla 2.1 Alternativas de tipo de agitadores.**

	<b>Tipo de agitador</b>	<b>Características</b>
<b>Tipo hélice</b>	<b>Hélice tipo tornillo</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Genera un movimiento mayormente axial</li><li>• Ideal para fluidos poco viscosos</li><li>• Trabaja óptimamente a altas velocidades</li></ul>
	<b>Hélice de 3 aspas</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Trabaja óptimamente a altas velocidades</li><li>• Ideal para fluidos poco viscosos</li></ul>
<b>Tipo paleta</b>	<b>De palas planas</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Genera movimientos mayormente radia y tangencial</li><li>• Trabaja bien tanto a altas como bajas velocidades</li></ul>
	<b>De palas inclinadas</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Genera un flujo axial y radial</li><li>• Efectivo para la transferencia de calor</li></ul>
<b>Tipo ancla</b>	<b>Ancla</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Genera movimiento mayormente tangencial</li><li>• Ideal para fluidos viscosos</li><li>• Previene que el material se pegue a las paredes</li><li>• Promueve buena transferencia de calor</li></ul>
<b>Tipo turbina</b>	<b>Turbina con aspas planas</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Sirve para una gran cantidad de tareas de mezclado</li></ul>

Fuente: Elaboración propia

## Alternativas de posición de agitador

Para la adaptación del agitador en el gasificador se ha tomado en cuenta la parte superior e inferior del equipo, además la de ser descentrado en la parte superior, dado a las ventajas que proporciona en la agitación. Algunas ventajas y desventajas se resume en la tabla 2.2



**Figura 2.3 Diseño actual del equipo: a) Vista isométrica; b) vista frontal**

Fuente: Elaboración propia

En la figura 2.3a se muestra el diseño actual del gasificador indicando las posiciones, y en la figura 2.3b los componentes más importantes del gasificador.

**Tabla 2.2 Alternativas de posiciones posibles del agitador.**

Posición en el gasificador	Ventajas	Desventajas
<b>Centrado superior</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fácil de instalar</li> <li>• Mayor espacio de acción del agitador</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se debe desplazar la entrada de biomasa</li> </ul>

<b>Centrado inferior</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• No se desplaza la entrada de biomasa</li> <li>• Mayor espacio de acción del agitador</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se debe desplazar la tubería de entrada de aire</li> <li>• Difícil de instalar, debido al cenicero</li> </ul>
<b>Descentrado superior</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• No se desplaza la entrada de biomasa</li> <li>• Se evitan remolinos en la mezcla</li> <li>• Se logra un mezclado más homogéneo</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Poco espacio de acción del agitador</li> <li>• Instalación más compleja del agitador</li> </ul>

Fuente: Elaboración propia

### **Alternativas de sistemas de transmisión de potencia**

El método de transmisión de potencia es de vital importancia en el correcto funcionamiento del sistema de agitación. Este, además de proporcionar el torque requerido para movilizar el eje, permite reducir las revoluciones del motor, característica que se busca para el accionamiento del agitador puesto que este requiere rotar a bajas velocidades. Las alternativas que se utilizan más comercialmente son las siguientes:

- Transmisión con variador de frecuencia
- Transmisión con banda y polea
- Transmisión con cadena y catalina

En la tabla 2.3 se resumen algunas ventajas y desventajas de cada sistema de transmisión.

**Tabla 2.3 Alternativas de sistemas de reducción de velocidad**

	<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
<b>Transmisión con variador de frecuencia</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Facilidad en el montaje.</li> <li>• Velocidad de salida se selecciona fácilmente.</li> <li>• La altura neta del equipo se puede</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Poco económico.</li> </ul>

	disminuir al seleccionar un reductor que cambie el plano de giro.	
<b>Transmisión con banda y polea</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Relativamente económico.</li> <li>• Funcionamiento suave y silencioso.</li> <li>• Funciona como fusible mecánico.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ocupan bastante espacio para grandes reducciones de velocidad.</li> <li>• Ejercen cargas considerables sobre el eje.</li> <li>• La banda puede deslizarse.</li> </ul>
<b>Transmisión con cadena y catalina</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vida útil bastante larga.</li> <li>• Funciona como fusible mecánico.</li> <li>• No se deslizan.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Funcionamiento muy ruidoso.</li> <li>• Requiere de lubricación.</li> </ul>

Fuente: Elaboración propia

### Alternativas para el sistema mecánico de control de aire

Es necesario implementar al equipo válvulas con el propósito de controlar el caudal de entrada de aire al punto de cortarles totalmente para entrar al proceso de pirólisis. Comercialmente existen muchos tipos de válvulas para este tipo de aplicaciones, razón por la cual para el presente proyecto se considera las posibles alternativas. Estas se presentan en la tabla 2.4.

**Tabla 2.4 Alternativas de tipos de válvulas**

Tipo de válvulas	Ventajas	Desventajas
<b>Bola</b>	Bajo costo Caída de presión alta Cierre rápido	Propensa a cavitación Deficiente para estrangulación
<b>Globo</b>	Control medio de caudal Poco desgaste	Costo relativo elevado Tendencia a fugas Caída de presión más alta que en otras válvulas



<b>Aguja</b>	Buen sellado mecánico Evita cavitación a grandes presiones Buena reguladora de caudal	Costo mayor a otras válvulas
--------------	---	------------------------------

Fuente: Elaboración propia

### 2.3 Selección de alternativa

La mejor alternativa será seleccionada utilizando el método de matriz de decisión. Cada alternativa va a ser calificada con una puntuación del 1 al 5 de la manera que se muestra en la Tabla 2.5

**Tabla 2.5 Tabla de puntuaciones**

Excelente	Muy bueno	Bueno	Regular	Malo
5	4	3	2	1

Fuente: Elaboración propia

Los criterios de evaluación, que fueron expuestos en especificaciones de diseño, están ponderados según las especificaciones del cliente. Estos permiten valorar cada alternativa de una manera cuantitativa, según la importancia de cada criterio de evaluación. La alternativa con mayor puntaje total será la que cumpla los criterios de la mejor manera posible.

#### 2.3.1 Selección de posición del agitador

Una vez expuestas las ventajas y desventajas de las diferentes alternativas de posición que se muestra en la tabla 2.2, se realiza la selección de mejor alternativa según los criterios más importantes. La matriz de decisión se muestra en la tabla 2.6

**Tabla 2.6 Matriz de decisión de la posición del agitador**

Alternativa	Tecnología 0,40	Campo de acción 0,60	Resultado
<b>Centrado en la parte superior del reactor</b>	4 1,6	5 3,0	<b>4,6</b>
<b>Centrado en la parte inferior del reactor</b>	3 1,2	3 1,8	3
<b>Descentrado en la parte superior del reactor</b>	3 1,2	5 3,0	4,2

Fuente: Elaboración propia

Se puede observar que la alternativa de posición del agitador más adecuada resulta ser la posición centrada superior. Aunque implementar esta alternativa implique acondicionar otra entrada de materia prima, esta permite aprovechar el limitado espacio que se tiene dentro del reactor, dando un campo de acción más amplio para el elemento de agitación, característica que se consideró con el peso mayor para la selección.

### 2.3.2 Selección del elemento de agitación

Los elementos de agitación más comúnmente utilizados en la industria, y sus principales características se mostraron en la tabla 2.1. Para la selección del elemento de agitación, se utilizarán 4 criterios de evaluación, los cuales fueron expuestos anteriormente en requerimientos de diseño. La matriz de decisión se muestra en la tabla 2.7

**Tabla 2.7 Matriz de decisión de elemento de agitación**

Tipo de agitador	Tecnología	Mantenimiento	Carga	Costo	Total
	0.5	0.20	0.15	0.15	
Hélice tipo tornillo	5	5	4	3	<b>4.55</b>
	2.5	1.0	0.6	0.45	
Hélice de 3 aspas	5	5	3	3	4.40
	2.5	1.0	0.45	0.45	
De palas planas	2	3	3	5	2.80
	1.0	0.6	0.45	0.75	
De palas inclinadas	5	3	4	5	<b>4.45</b>
	2.5	0.6	0.6	0.75	
Ancla simple	2	4	3	3	2.70
	1.0	0.8	0.45	0.45	
Turbina con aspas planas	2	2	3	2	2.15
	1.0	0.4	0.45	0.3	

Fuente: Elaboración propia

De la tabla 2.7, se observa que el elemento de agitación más adecuado para los criterios requeridos, resulto ser un agitador de tipo hélice de tornillo sin fin. Esto por el flujo axial que genera con el material dentro del reactor, propiedad que se busca debido a que esta genera un mezclado más homogéneo. Sin embargo, debido a la geometría de la parte inferior del gasificador, la implementación de este agitador se ve limitada.

Por lo tanto, el agitador que se ha seleccionado es la segunda alternativa con mayor puntaje, es decir, el elemento de agitación de palas planas inclinadas. Este elemento, de la misma forma que el tornillo sin fin proporciona un empuje de forma axial y radial al material, siendo además de construcción económica.

### 2.3.3 Selección de método de transmisión de potencia

Las ventajas y desventajas de las alternativas de transmisión de potencia se mostraron en la tabla 2.3. Para la selección del método de transmisión de potencia, se tendrán en consideración los siguientes criterios de evaluación: Mantenimiento, tecnología, y costo. La matriz de decisión se muestra en la tabla 2.8

**Tabla 2.8 Matriz de decisión de método de transmisión de potencia**

<b>Alternativas</b>	<b>Tecnología</b>	<b>Mantenimiento</b>	<b>Costo</b>	<b>Total</b>
	0,5	0,25	0,25	1
<b>Transmisión con variador</b>	4 2,0	3 0,75	2 0,5	3,25
<b>Transmisión con banda y polea</b>	3 1,5	4 1,0	3 0,75	3,25
<b>Transmisión con cadena</b>	4 2,0	4 1,0	3 0,75	<b>3,75</b>

Fuente: Elaboración propia

Como se observa en la tabla 2.8, la alternativa más adecuada para transmitir potencia al elemento de agitación resulta ser por medio de cadenas y catarinas. Esta, por ser de fácil instalación y mantenimiento, resulta ser ideal para reducir a velocidades

bastante bajas con bastante precisión. Estas características se logran de igual manera con una caja de reducción, pero la diferencia más importante radica en el costo, siendo las cadenas bastante más económicas que implementar un sistema de motor con reductor de velocidad.

Sin embargo, según criterios de construcción, esta implementación implica instalar el motor a un costado del gasificador a una distancia necesaria para obtener la velocidad de salida requerida, provocando varios inconvenientes. El desbalanceo es el más evidente, debido a la altura del gasificador, colocar un pesado motor a un costado provocara que el reactor pierda balance sobre la base, esto debido a que el mismo no se encuentra anclado al suelo. Otra problemática derivada, serían las vibraciones que el desbalanceo provocaría, reduciendo la vida útil de varios componentes como los rodamientos en los apoyos, además afectando la integridad del mismo eje.

Esto conlleva a implementar la segunda opción más adecuada de la matriz de decisión. Debido a que tanto el variador de frecuencia como sistema de banda y polea obtuvieron el mismo puntaje, quedando en empate, se elige el sistema de variador con acople directo como sistema de transmisión de potencia. Este método evita la problemática antes mencionada.

#### 2.3.4 Selección del sistema mecánico de control de aire

De acuerdo con la aplicación que se quiere dar al equipo, se consideró como criterios más importante el control de caudal y el costo de las válvulas descritas en la tabla 2.4

**Tabla 2.9 Matriz de decisión de válvulas**

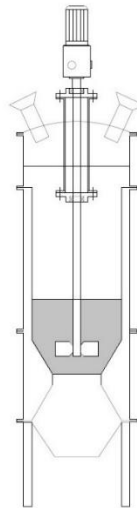
<b>Alternativa</b>	<b>Control de caudal 0,7</b>	<b>Costo 0,3</b>	<b>Resultado</b>
<b>Bola</b>	1 0,7	4 1,2	1,9
<b>Globo</b>	4 2,8	2 0,6	3,4

<b>Aguja</b>	5 3,5	1 0,3	3,8
--------------	----------	----------	-----

Fuente: Elaboración propia

## 2.4 Diseño de forma

Se realizó un diseño de forma de la propuesta generada con las partes seleccionadas previamente, el cual se puede apreciar en la Figura 2.4. El diseño final, se visualiza un agitador de paletas planas inclinadas, cuyo eje se fija en la posición central superior del gasificador. Este a su vez, va a estar potenciado por un motor.



**Figura 2.4 Diseño de forma de la propuesta de diseño.**

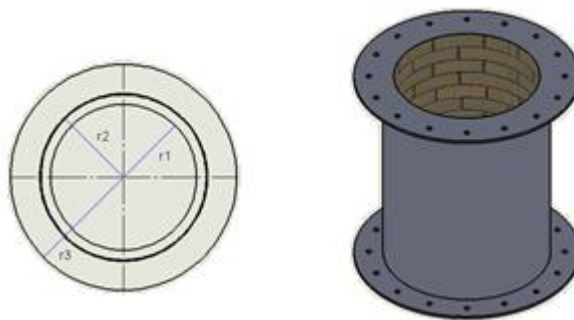
Fuente: Elaboración propia

Al ubicar el eje del agitador en la posición central superior, actual entrada de biomasa se obliga a cambiar la posición de esta. Para ello, se propone ubicar la alimentación en la tapa del reactor, en forma de dos ductos inclinados, de manera que el alimento se distribuya más uniformemente dentro del gasificador al chocar entre si los flujos de biomasa de cada entrada.

## 2.5 Proceso de diseño

### 2.5.1 Flujo de calor en el gasificador

Teniendo el espesor de las paredes de refractario dentro del gasificador, se procede al cálculo del flujo de calor desde dentro de las paredes, hacia afuera. En la Figura 2.5 se observa una vista de la sección transversal del gasificador, y un plano alzado donde se visualizan las tres paredes de material por donde el calor tiene que fluir.



**Figura 2.5 Sección transversal del gasificador**

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo con la ley de Fourier se puede calcular el flujo de calor por conducción en una superficie cilíndrica como:

$$q_r = UA(T_{\infty,1} - T_{\infty,3}) \quad \text{ec 6}$$

Dónde:

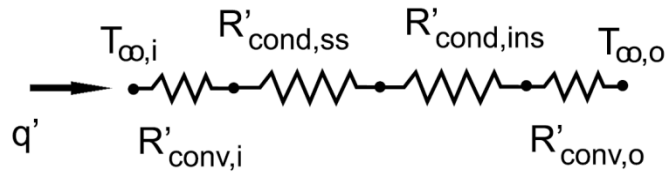
$U$ : Coeficiente global de transferencia de calor

$A$ : Área normal a la dirección de la transferencia de calor

$T_{\infty,1}$ : Temperatura en la superficie interna del cilindro

$T_{\infty,3}$ : Temperatura en la superficie externa del cilindro

En la Figura 2.6 se muestra un diagrama de resistencias térmicas, el cual se asumió para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.



**Figura 2.6 Resistencias térmicas presentes en el gasificador**

Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto, la ecuación para hallar el coeficiente global de transferencia de calor, utilizando las resistencias térmicas de los materiales resulta:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \cdot r_1}{k_a} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) \cdot r_1}{k_b} + \frac{r_1}{r_3 h_3}} \quad \text{ec 7}$$

Dónde

$h_1$ : Coeficiente convectivo del aire a  $T_{\infty,i} = 1000 \text{ K}$

$h_3$ : Coeficiente convectivo del aire a  $T_{\infty,o} = 323 \text{ K}$

$r_1$ : Radio interno del refractario

$r_2$ : Radio exterior del refractario

$r_3$ : Radio exterior del gasificador

$k$ : Conductividad térmica del mortero refractario

$k_b$ : Conductividad térmica del acero (ASTM A36)

De acuerdo con el fabricante, el coeficiente por convección forzada dentro del gasificador es de  $100 \text{ W/m}^2\text{K}$  y por convección libre en el exterior de  $15 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Se conoce entonces que:

$$h_1 = 100 \text{ W/m}^2\text{K},$$

$$h_2 = 15 \text{ W/m}^2\text{K},$$

$$r_3 = 304 \text{ mm},$$

$$r_2 = 200 \text{ mm},$$

$$k_a = 1.7 \text{ W/m}^2\text{K},$$

$$k_b = 63.9 \text{ W/m}^2\text{K};$$

combinando las ecuaciones 6 y 7, y reemplazando los valores se obtiene:

$$q_r = \frac{2\pi * 0.30 * 1,045 * (1000 - 323)}{\frac{1}{100} + \frac{\ln\left(\frac{0,295}{0,25}\right) * 0,25}{0,89} + \frac{\ln\left(\frac{0,30}{0,295}\right) * 0,25}{63,9} + \frac{0,25}{0,30 * 15}}$$

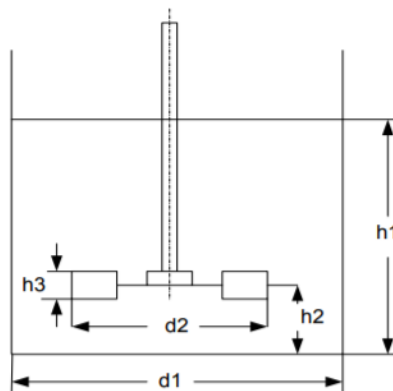
$$q_r = 11,89 \text{ kW}$$

### 2.5.2 Paletas

Se debe definir las dimensiones de las paletas para poder calcular las reacciones de estas sobre el eje. Conociendo el valor del diámetro interno del gasificador, se da paso para el uso de semejanzas geométricas que determinan las dimensiones de las palas.

La norma DIN 28131 (Standard, 1992), establece relaciones de dimensionamiento y operación donde involucra variables como el diámetro del tanque, la altura de la materia, diámetro y ancho de las paletas, entre otras.

En la Figura 2.7 se muestra un esquema de las variables antes mencionadas.



**Figura 2.7 Variables de importancia para el diseño de un agitador**

Fuente: (Blanco & Mendiola, Noviembre 14 a 16, 2012)



Las relaciones para un agitador de palas planas inclinadas son las siguientes:

$$h_1/d_1 = 1.0 \quad \text{ec 8}$$

$$d_2/d_1 = 0.2 - 0.6 \quad \text{ec 9}$$

$$h_2/d_1 = 0.17 - 0.34 \quad \text{ec 10}$$

$$h_3/d_2 = 1.5 - 0.3 \quad \text{ec 11}$$

Donde conociendo que  $d_1 = 500 \text{ mm}$ , y seleccionando una relación de  $d_2/d_1 = 0.5$  se obtiene de la ecuación 9, que el diámetro efectivo resulta de:

$$d_2 = 0.5 \times 500 \text{ mm}$$

$$d_2 = 250 \text{ mm}$$

Además, eligiendo una relación de  $\frac{h_2}{d_1} = 0.2$  se obtiene de la ecuación 10, el valor del claro entre el fondo y las paletas, el cual resulta:

$$h_2 = 0.2 \times 500 \text{ mm}$$

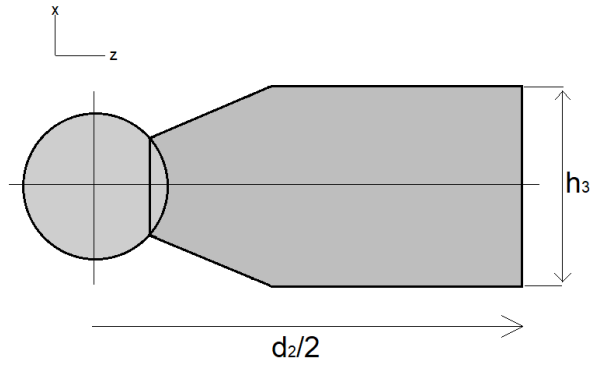
$$h_2 = 100 \text{ mm}$$

Eligiendo una relación de  $\frac{h_3}{d_2} = 0.3$ , se obtiene de la ecuación 11 el valor del ancho de la paleta, que resulta:

$$h_3 = 0.3 \times 250 \text{ mm}$$

$$h_3 = 75 \text{ mm}$$

De esta manera, queda definido el tanque, además de la geometría de la paleta. Sin embargo, esta norma establece las medidas para una paleta de forma rectangular, por lo tanto, por conveniencia y para tener mayor facilidad de construcción, las formas de las paletas se modificaron estrictamente bajo las medidas establecidas por la norma. En la figura 2.8 se observa el diseño de forma de las paletas.



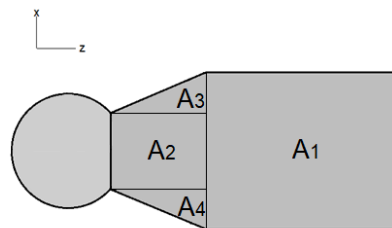
**Figura 2.8 Geometría final de paletas**

Fuente: Elaboración propia

Una vez definida la geometría de la paleta, se procede a calcular su centroide. Para ello, se divide la paleta en 4 áreas, y se utiliza la ecuación 12.

$$\bar{z} = \frac{\sum A_i z_i}{\sum A_i} \quad \text{ec 12}$$

Esta ecuación, permite hallar la componente del eje z del centroide. Solo se requiere localizar en este eje, debido a que la paleta es simétrica respecto al eje x, por lo tanto, el centroide en dicho eje se localiza en la mitad. Esto se observa en la Figura 2.9.



**Figura 2.9 Paleta dividida en áreas para cálculo de centroide**

Fuente: Elaboración propia

Una vez definida totalmente la geometría de la paleta, conociendo el material de esta, se puede determinar su masa, es decir:

$$m_{paleta} = \rho_{paleta} V_{paleta} \quad \text{ec 13}$$

### 2.5.2.1 Carga

Los autores del diseño del equipo establecieron condiciones para el correcto funcionamiento del gasificador. Se recomienda llenar con el material hasta 1/3 el volumen de la cámara del equipo, (Bohórquez, 2015), de esta manera, se obtuvo la altura de llenado de  $h_1 = 396 \text{ mm}$ . Para dar un margen de seguridad, se incrementa la altura hasta un valor de  $500 \text{ mm}$ , de manera que la relación de la ecuación 8 se cumpla, resultando un volumen de llenado de:

$$V_{\text{llenado}} = 0.0836448 \text{ m}^3$$

Adicional, la primera relación sirve como referencia para confirmar que un nivel de paletas es suficiente para abastecer la carga del agitador.

La importancia del volumen de llenado radica en determinar la cantidad de masa que el agitador tendrá que mover, ya que esta caerá directamente sobre las paletas. Esta se obtiene conociendo la densidad de la biomasa, la cual se conoce tiene un valor de  $\rho = 246 \text{ kg/m}^3$ , (Estrada M., 2017). De esta manera:

$$m = \rho \times V_{\text{llenado}} \quad \text{ec 14}$$

Se consideraron dos tipos de fuerza sobre las paletas. Una de ellas, es la fuerza distribuida que ejerce la carga sobre la paleta, con forma perpendicular a la misma, la cual viene dada por la ecuación 15.

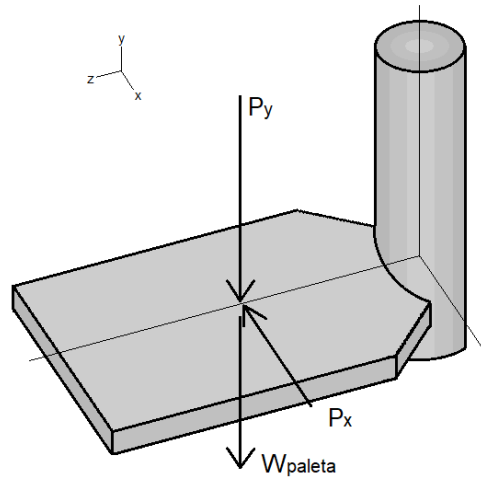
$$P = mg \quad \text{ec 15}$$

Esta se considera como puntual en el centroide de la paleta, la segunda, es el peso mismo de la paleta, y se ejerce siempre hacia abajo. Las componentes en  $x$  y en  $y$  de la carga resultan:

$$P_x = \text{Sin}(\alpha) \times P \quad \text{ec 16}$$

$$P_y = \text{Cos}(\alpha) \times P \quad \text{ec 17}$$

Donde  $\alpha$  es el ángulo de inclinación de las paletas, el cual, por recomendación de diseño de construcción, se asigna con un valor de 15 grados. La otra fuerza que se aplica sobre la paleta es el peso de esta. Esta viene dada por la ecuación 13. En la Figura 2.10 se observa un diagrama de cuerpo libre de la paleta, con todas las fuerzas aplicadas y sus respectivas direcciones.



**Figura 2.10 Diagrama de cuerpo libre de paleta.**

Fuente: Elaboración propia

### **2.5.2.2 Análisis estático de paleta**

Para el análisis estático, no se considerarán los esfuerzos generados por la temperatura, estos se hallarán posteriormente con la ayuda del software un diseño.

En la Figura 2.11, se observan los momentos generados por cada una de las fuerzas ejercidas en la paleta, sobre la superficie de contacto. Debido a que la paleta se encuentra en un plano inclinado, esta área de contacto entre paleta y eje también lo está, de manera que se utilizara este plano para hacer el análisis de esfuerzos.

Por lo tanto, las fuerzas que se aplican, además de la carga  $P$ , son las componentes del peso de la paleta en el plano inclinado de referencia, es decir:

$$W_{y'} = W \cos(\alpha) \quad \text{ec 18}$$

$$W_{x'} = W \sin(\alpha) \quad \text{ec 19}$$

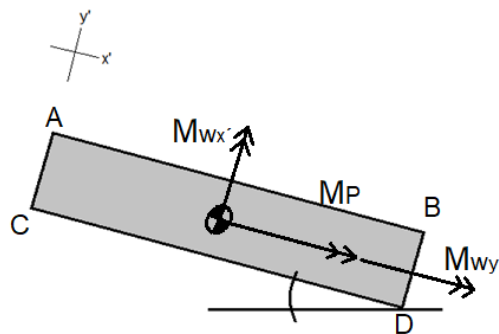
Lo momentos generados por cada una de estas fuerzas, sobre el extremo de la paleta se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$M_p = Pd \quad \text{ec 20}$$

$$M_{W_y} = W_y d \quad \text{ec 21}$$

$$M_{W_x} = W_x d \quad \text{ec 22}$$

Donde  $d$  es la distancia del centroide hasta la superficie de contacto entre paleta y eje. En esta superficie se realizará un análisis de esfuerzos, en los puntos más significativos para determinar el punto crítico de la placa. Estos se observan en la Figura 2.11



**Figura 2.11 Puntos críticos de superficie de contacto de paleta**

Fuente: Elaboración propia

Para ello, se deben calcular los esfuerzos generados por los momentos flectores. Para ello, se utiliza la ecuación 23:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{ec 23}$$

Donde  $I$ , es la inercia de la superficie en donde actúa el momento. Debido a que los momentos actúan en direcciones

diferentes, las inercias diferirán. Para ello se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$I_{x'} = \frac{bh^3}{12} \quad \text{ec 24}$$

$$I_{y'} = \frac{b^3h}{12} \quad \text{ec 25}$$

No obstante, la superficie de contacto entre el eje y la paleta es una superficie curva, para el análisis esta se asumirá como rectangular y de esta manera simplificar el cálculo de los esfuerzos.

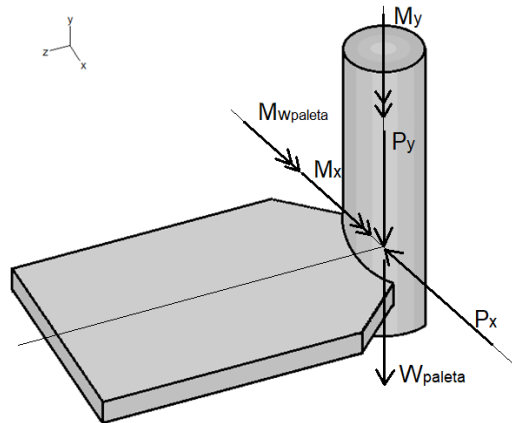
Una vez identificado el punto crítico, y obtenido el esfuerzo máximo en él, se procede a realizar el cálculo del esfuerzo de Von Mises, utilizando la ecuación 26.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad \text{ec 26}$$

### 2.5.3 Eje

Para el cálculo del eje, se consideró el caso extremo en donde una sola paleta ejerce el trabajo de las dos paletas. Esto, debido a que, en operación real, la carga no siempre será distribuida equitativamente entre ambas paletas. De esta manera, una paleta soporta más carga que otra, provocando momento flexionante en el eje. La carga que soportará la paleta se obtiene de la ecuación 15.

Para dimensionar del eje, se trasladaron las fuerzas de la paleta hacia el centroide del eje, como se observa en la Figura 2.12. De la misma manera que en el extremo empotrado de la placa, se generan tres momentos diferentes de las fuerzas que actúan sobre la paleta.



**Figura 2.12 Diagrama de cuerpo libre, fuerzas desplazadas al eje.**

Fuente: Elaboración propia.

Estos momentos se calculan de las siguientes ecuaciones:

$$M_y = P_x d \quad \text{ec 27}$$

$$M_x = P_y d \quad \text{ec 28}$$

$$M_{W_{paleta}} = W_{paleta} d \quad \text{ec 29}$$

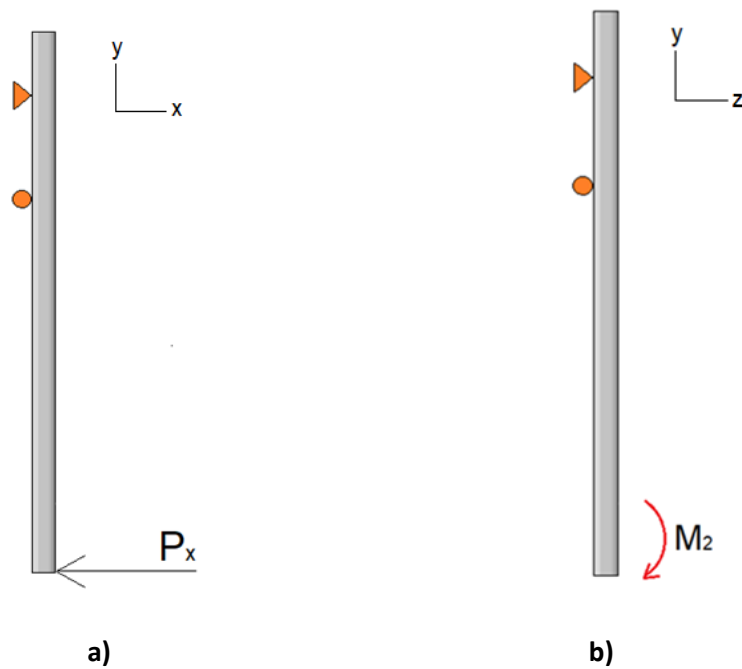
En donde  $d$  es la distancia entre el centroide de la paleta y el centro del eje.

Se puede observar en la Figura 2.10 que la componente en  $x$  de la carga, es la fuerza que provoca flexión en el eje, y su momento provoca torsión.

La componente en  $y$  del peso de la materia, y el peso de la paleta, generan una fuerza axial de tensión. Además, ambas fuerzas generan sus respectivos momentos, en donde el momento que genera el peso de la paleta se anula con el momento generado por el peso de la paleta contraria. Sin embargo, el momento generado por la componente en  $y$  de la carga, si genera un momento en dirección del eje  $x$ , el cual intentará flexionar el eje.

En la Figura 2.13a) se observa el diagrama de cuerpo libre del eje, sometido a la fuerza  $P_x$  en el plano  $xy$ , apoyado en los puntos donde

se ubican los rodamientos. En la Figura 2.13b) se observa el momento ejercido por la fuerza  $P_y$  en el plano  $yz$ .



**Figura 2.13 Diagrama de cuerpo libre: a) plano  $xy$ ; b) Plano  $yz$**

Fuente: Elaboración propia

Conociendo la magnitud de  $P_x$  y el momento  $M_x$ , además, la longitud del eje, y la ubicación de los apoyos, se puede determinar los momentos máximos sobre el eje, en los planos  $xy$  y  $yz$  respectivamente. Para ello, se utilizó un software libre, cuya herramienta de cálculo de vigas permite obtener los diagramas de cortante y momento flector. Una vez obtenidos las componentes del momento máximo en el eje, este es calculado con la ecuación 30:

$$M_{max} = \sqrt{M_{max,xy}^2 + M_{max,yz}^2} \quad \text{ec 30}$$

Antes de proceder con el cálculo del eje, se deben definir varias variables que determinan el valor final del diámetro del eje, como los factores de diseño, el factor de seguridad, el  $S_f$  y  $S_y$  los cuales



dependen del tipo de material que se utilizará para mecanizar el eje.

Los factores de diseño permiten considerar situaciones de operación real que no se considerarían solo con un cálculo estático.

Estos son:

### **Factor de carga**

Debido a que el esfuerzo predominante en el eje es un esfuerzo de flexión, se define el factor de carga para esta, es decir:

$$C_{carga,flexion} = 1$$

### **Factor de tamaño**

Este factor se calcula utilizando el diámetro del eje como variable, con la ecuación 31:

$$C_{Tamano} = 1.189 d^{0.097} \quad \text{ec 31}$$

Sin embargo. debido a que no se conoce el diámetro del eje, se considera momentáneamente el factor de tamaño como un valor unitario, es decir:

$$C_{Tamano} = 1$$

### **Factor de superficie**

Este factor se calcula utilizando el esfuerzo ultimo a la tensión, y los coeficientes del factor de superficie, los cuales dependen del tipo de acabado superficial sobre el eje. Debido a que el eje es maquinado, los coeficientes tienen un valor de:

$$A = 4.51$$

$$b = -0.265$$

Por lo tanto, la ecuación resulta como:

$$C_{superficie} = A \times S_{ut}^b \quad \text{ec 32}$$

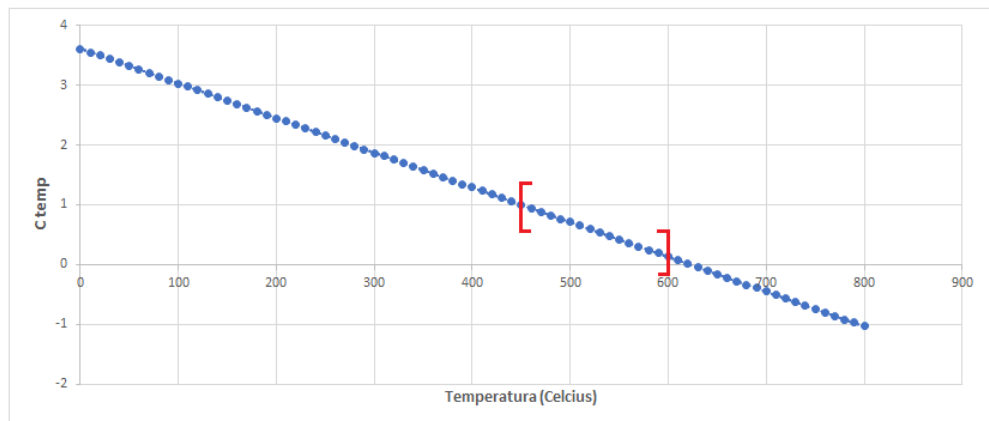
$$C_{superficie} = 4.51 \times S_{ut}^{-.0265} \quad \text{ec 33}$$

### Factor de temperatura

Debido a que el diseño va a operar dentro del reactor a altas temperaturas, el factor de temperatura se vuelve muy significativo a la hora de realizar el cálculo del eje. El texto (Norton, 2011), brinda una ecuación la cual permite el cálculo de este factor, en dependencia de la temperatura. Esta es:

$$C_{Temperatura} = 1 - 0.0058(T - 450) \quad \text{ec 34}$$

En la Grafica Figura 2.14 se observa la ecuación del  $C_{Temperatura}$  graficada para valores de 0 a 800 Celsius.



**Figura 2.14 Curva de factor de temperatura vs. Temperatura**

Fuente: Elaboración propia

Se puede apreciar, que los valores de temperatura en donde el  $C_{Temperatura}$  es posible, es decir, que va entre [0, 1] son entre 450 y 600 Celsius, el cual se va a considerar como el rango de temperaturas de operación.

Por lo tanto, los valores de temperatura de trabajo pueden ser como máximo de 600 Celsius.

## Factor de confiabilidad

Se considerará inicialmente una confiabilidad del 50%, lo cual implica un factor de:

$$C_{confiabilidad,50\%} = 1$$

Con los factores de diseño definidos, se calcula el esfuerzo  $S_e$  que depende directamente de los factores, y del esfuerzo  $S_e'$ , el cual para esfuerzos últimos a la tensión  $S_{ut} > 1400 \text{ Mpa}$ , éste toma un valor de:

$$S_e' = 700 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, utilizando la ecuación 35:

$$S_e = C_{carga} C_{tam} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S_e' \quad \text{ec 35}$$

Se obtiene el  $S_e$ :

$$S_e = (1)(1)(0.6)(0.42)(1)(700 \text{ Mpa})$$

$$S_e = 176.4 \text{ MPa}$$

Adicional, los coeficientes de concentración de esfuerzo por fatiga  $K_f$  y por torsión  $K_{fs}$ , se obtienen utilizando la ecuación:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{ec 36}$$

Donde se asume la sensibilidad a la muesca  $q$  con un valor de 1, y el factor de concentración geométrico  $K_t$  como 3.5 para flexión y 2 para torsión, por lo tanto:

$$K_f = 3.5$$

$$K_{fs} = 2$$

Posteriormente, con el material ya seleccionado, se procede al cálculo del diámetro del eje de la sección crítica, utilizando la ecuación de ASME para torsión constante:

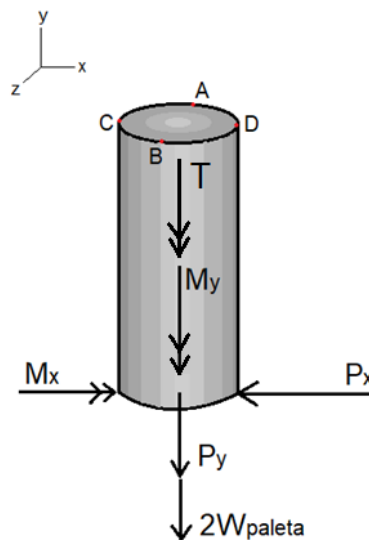
$$d = \left\{ \frac{32 \times N_f}{\pi} \left[ \left( k_f \frac{M_{max}}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( K_{fs} m \frac{T_{max}}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{ec 37}$$

El diámetro por calcular pertenece a la sección crítica del eje. Esta se refiere a la sección donde el momento flector sea máximo.

### 2.5.3.1 Análisis estático de eje

Para el análisis estático del eje, tampoco se considerarán los esfuerzos generados por la temperatura. Por lo tanto, el factor de seguridad se calculará basado en los resultados de la simulación generados por el software, en donde se considerará la temperatura de operación.

Se conoce por la sección 2.5.3 el punto del eje en donde el momento máximo será mayor. Observando las gráficas de momento flector de ambos planos, se realiza el análisis en la sección circular de dicho punto. Esto se representa en la Figura 2.15.



**Figura 2.15 Punto crítico del eje**

Fuente: Elaboración propia

Las cargas que van a actuar en dicha sección se muestran además en la Figura 2.15. De estas, la carga  $P_x$  generará un momento  $M_{P_x}$ , que junto a el momento  $M_x$ , generarán esfuerzos de flexión. Por otra parte, el momento  $M_y$  y el torque máximo del

motor, generaran esfuerzos cortantes de torsión, y la suma de las fuerzas verticales  $P_y$  y  $2W_{paleta}$  un esfuerzo de tensión.

El momento  $M_{P_x}$  se calcula utilizando la ecuación siguiente:

$$M_{P_x} = P_x d \quad \text{ec 38}$$

Donde  $d$  es la distancia entre el punto de aplicación de la fuerza  $P_x$  y la sección crítica. Posteriormente, el esfuerzo de flexión se calcula aplicando la ecuación 23, utilizando la inercia para una sección circular, cuya ecuación es:

$$I = \frac{1}{4} \pi r^4 \quad \text{ec 39}$$

Mientras que el esfuerzo de tensión y el esfuerzo cortante de torsión se calcula con las siguientes ecuaciones:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{ec 40}$$

$$\tau = \frac{Tc}{J} \quad \text{ec 41}$$

En donde  $J$  es el segundo momento polar de la sección transversal circular, y se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$J = \frac{1}{2} \pi r^4 \quad \text{ec 42}$$

De esta manera, se procede a determinar el punto o puntos críticos en la sección sumando o restando los esfuerzos en cada uno, y posteriormente se procede a calcular el esfuerzo de Von mises utilizando la ecuación 26.

#### 2.5.4 Selección de Rodamientos

De acuerdo con el modelo matemático presente en la figura 2.13a y 2.13b, el rodamiento de la chumacera en la parte superior del gasificador soportará carga axial y radial mientras que el rodamiento de la segunda chumacera solo tendrá carga radial. Para esta selección se hace el uso del procedimiento descrito en el catálogo de NTN (Ver ANEXOS)

## Rodamiento superior A

De acuerdo con las reacciones encontradas en el rodamiento superior, se tiene que las fuerzas radial y axial se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$F_r = \sqrt{A_x^2 + A_z^2} \quad \text{ec 43}$$

$$F_a = A_y \quad \text{ec 44}$$

De esta manera, la ecuación que permite encontrar una carga sobre el rodamiento axial de acuerdo con el catálogo es:

$$P_r = X * F_r + Y * F_a \quad \text{ec 45}$$

Dónde:

$P_r$ : Carga radial dinámica equivalente

$F_r$ : Fuerza radial aplicada

$F_a$ : Fuerza axial aplicada

$X$ : Factor de carga radial

$Y$ : Factor de carga axial

Los valores de X y Y se encuentran tabulados en el catálogo. Finalmente se determina la capacidad básica de carga dinámica de la ecuación 46 y con el diámetro del eje se selecciona el rodamiento que tenga un valor ligeramente mayor en el catálogo.

$$C_r = \left( \frac{60n}{10^6} * L_{10} \right)^{\frac{1}{p}} * P_r \quad \text{ec 46}$$

Dónde:

$L_{10}$ : Vida nominal básica  $10^6$  revoluciones

$C_r$ : Capacidad básica de carga dinámica

$P_r$ : Carga dinámica equivalente

$p$ : tipo de rodamiento

$n$ : Revoluciones por minuto

### Rodamiento inferior B

Se sigue un procedimiento similar al caso anterior, para usar la ecuación, primero se corrige la vida nominal dado a una temperatura de operación alta.

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10} \quad \text{ec 47}$$

Dónde:

$L_{na}$ : Vida nominal ajustada

$a_1$ : Factor de confiabilidad

$a_2$ : Factor de característica del rodamiento

$a_3$ : Factor de condición de operación

$L_{10}$ : Vida nominal básica

De acuerdo con las reacciones calculadas en el punto B se tiene

$$P_r = \sqrt{B_x^2 + B_z^2} \quad \text{ec 48}$$

Con el valor de  $C_r$  de la ecuación 46 se puede encontrar en la sección de rodamiento rígido de bolas del catálogo el rodamiento necesario.

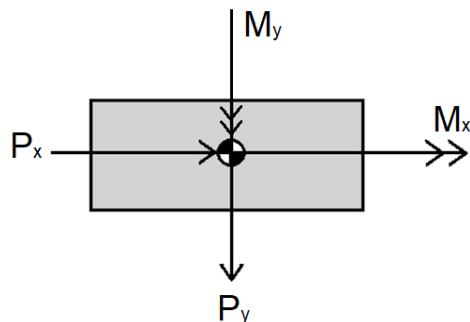
$$C_r = \left( \frac{60n}{10^6} * L_{na} \right)^{\frac{1}{p}} P_r \quad \text{ec 49}$$

### 2.5.5 Diseño de la soldadura

Se ha elegido la soldadura, como método de unión permanente para varias secciones del diseño. Para el diseño del cordón se considerará la soldadura como una línea por su simplicidad, procedimiento definido por Blodgett (Blodgett, 1963).

### 2.5.5.1 Unión paleta - eje

La geometría de la superficie de contacto entre paleta y eje se aproxima de forma rectangular.



**Figura 2.16 Fuerzas y momentos sobre cordón de soldadura (Paleta)**

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo con la figura 2.16 el centroide del cordón de soldadura está sometida a dos esfuerzos cortantes directos y dos por flexión. Siguiendo la metodología de Blodgett (Blodgett, 1963), se encuentra la carga por unidad de longitud de la garganta de la soldadura.

Para esfuerzos cortantes directos la carga por unidad de longitud se puede determinar como:

$$f_s = \frac{V}{A_w} \quad \text{ec 50}$$

Dónde:

$V$ : Fuerza cortante

$A_w$ : Área por unidad de longitud

Mientras que el esfuerzo normal por flexión se determina con la siguiente ecuación:

$$f_b = \frac{M}{S_w} \quad \text{ec 51}$$

Dónde:

$M$ : Momento de flexión



$S_w$ : Módulo de sección

Los valores de  $S_w$  y  $A_w$  se calculan de acuerdo con la figura 12.17 del libro Diseño de máquinas de Robert Norton versión 4.

$$A_w = 2b + 2d \quad \text{ec 52}$$

$$S_w = bd + \frac{d^2}{3} \quad \text{ec 53}$$

Dónde:

$b$ : Longitud de sección rectangular del cordón de soldadura

$d$ : Altura de sección rectangular del cordón de soldadura

Al ser fuerzas perpendiculares la fuerza resultante que actúa sobre el cordón puede ser calculada de la siguiente manera:

$$F_r = \sqrt{f_{s1}^2 + f_{s2}^2 + f_b^2} \quad \text{ec 54}$$

Entonces teniendo la fuerza por unidad de longitud resultante actuando sobre la garganta se encuentra directamente la longitud mínima de la pierna del cordón por medio de la ecuación 55

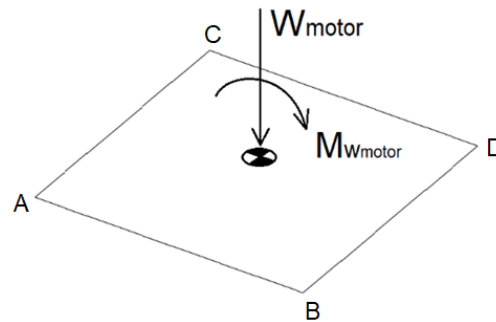
$$w = \frac{F_r}{\tau_{permisible} \cdot \sin 45^\circ} \quad \text{ec 55}$$

Para caso estático el esfuerzo cortante permisible es el 30% de la resistencia a la tensión del electrodo.

### **2.5.5.2 Unión Tapa – Soporte del motor**

Para la construcción del soporte, se usará tubería cuadrada de 40mm. Esto se determinó por criterios de diseño de construcción. El soporte recorrerá la longitud de la tapa hasta la ceja, en donde se unirá mediante soldadura con la estructura de la tapa. Para detalles de longitud de la tapa revisar en anexos las dimensiones de esta.

La unión entre la tapa y el soporte del motor, tiene como carga principal, el peso del propio motor. El cual se obtiene como dato referencial en un catálogo de motores. En la Figura 2.17 se muestran las fuerzas sobre el cordón de soldadura.



**Figura 2.17 Fuerza y momento sobre cordón de soldadura (tapa- soporte)**

Fuente: Elaboración propia

Para determinar el cordón de soldadura requerido para esta aplicación, se sigue un procedimiento similar a la sección anterior. En donde se hallan los valores de  $S_w$  y  $A_w$  con las ecuaciones 52 y 53, para la nueva geometría. Posteriormente, se hallan las fuerzas  $F_N$  y  $f_b$  con las ecuaciones 50 y 51, para luego determinar el punto crítico.

Una vez elegido el tipo de soldadura a utilizar, se calcula la pierna con la ecuación 55, y se compara con los tamaños estandarizados.

### 2.5.6 Potencia

Para determinar este parámetro se toma en cuenta los elementos que actúen en contra del movimiento del motor lo que conlleva a encontrar la potencia necesaria para girar el eje con las paletas y la de mover masa.

De acuerdo con Bc. Martin Adamcik (Adamcik, 2012), el torque requerido para mover una paleta puede ser calculada por:

$$T_1 = k_r w_a \cos \beta \int_{r_2}^{r_1} r dr \quad \text{ec 56}$$

Dónde:

$T_1$ : Torque requerido para girar una paleta [ $Nm$ ]

$K_r$ : Coeficiente específico de resistencia [ $N/m^2$ ]

$W_a$ : Ancho de la paleta [ $m$ ]

$\beta$ : Ángulo de inclinación de la paleta con respecto al eje x

$r_1$ : Radio interno del rodete [ $m$ ]

$r_2$ : Radio externo del rodete [ $m$ ]

Entonces la potencia necesaria para el agitador sin material es:

$$P_1 = 2\pi n T_1 \omega \quad \text{ec 57}$$

Dónde:

$n$ : Número de paleta

$w$ : Velocidad angular [ $rev/s$ ]

Para el cálculo de la potencia requerida para mover masa se usan las siguientes ecuaciones las cuales dependen de la geometría del agitador, la densidad y cantidad de biomasa y velocidad angular del eje.

$$Q_{VR} = 3600 * A_{RF} * V_{AR} \quad \text{ec 58}$$

Dónde:

$Q_{vr}$ : Rendimiento de volumen [ $m^3/h$ ]

$A_{RF}$ : Área transversal del tanque [ $m^2$ ]

$V_{AR}$ : Velocidad de flujo axial [ $m/s$ ]

$$V_{AR} = 0,6 * V_{PR} \tan \alpha \quad \text{ec 59}$$

Donde

$V_{PR}$ : Velocidad periférica [ $m/s$ ]

$\alpha$ : Angulo de ensayo [°]

La velocidad periférica se la calcula de acuerdo con la expresión:

$$V_{PR} = \pi * D_{rodete} * \omega \quad \text{ec 60}$$

Luego de realizar correcciones ajustando al modelo (Adamcik, 2012), el torque para mover masa se puede calcular como:

$$P_2 = \frac{5\rho Q_{VR}L_w g}{3600} \quad \text{ec 61}$$

$P_2$ : Potencia requerida para el movimiento de sólidos

$Q_{VR}$ : Rendimiento de volumen [ $m^3/s$ ]

$L_w$ : Altura de agitación [ $m$ ]

$\rho$ : Densidad del sólido [ $kg/m^3$ ]

$g$ : aceleración gravitacional [ $m/s^2$ ]

Debido que no toda la potencia entregada por el motor se transforma en trabajo útil lo cual nos lleva a encontrar una potencia mínima requerida de la siguiente manera:

$$P = \frac{P_1 + P_2}{\eta} \quad \text{ec 62}$$

Dónde:

$P_1$ : Potencia necesaria para rotar el eje [ $Watts$ ]

$P_2$ : Potencia necesaria para mover biomasa [ $Watts$ ]

$\eta$ : Eficiencia del motor

### 2.5.7 Junta empernada chumacera - gasificador

Para que una junta empernada sometida a tensión por carga estática no falle existen dos factores a determinar, el factor de separación para garantizar que la carga externa sea menor a la necesaria para separar la unión y evitar que toda la carga sea

soportada por los pernos y el factor de carga para asegurar que el esfuerzo en el perno es menor que el de la resistencia de prueba.

Estos factores de seguridad se calculan de la ecuación 64.

$$n_{carga} = \frac{S_p A_T - F_i}{CP} \quad \text{ec 63}$$

Donde:

$S_p$ : Resistencia de prueba del perno

$A_T$ : Área de tensión del perno

$F_i$ : Precarga

$C$ : Constante de rigidez de la junta

$P$ : Carga externa de tensión

Por lo tanto:

$$n_{separación} = \frac{F_i}{(1-C)P} \quad \text{ec 64}$$

Si los pernos están sujetos a cargas estáticas con sujetadores reutilizados la recomendación es la de una precarga del 75% de la resistencia de prueba entonces:

$$F_i = 0,75(S_p)(A_T) \quad \text{ec 65}$$

### 2.5.8 Válvulas

El diámetro de la tubería de suministro de aire es de 2", de acuerdo con las mediciones en el equipo. La longitud mínima que se considero es cuando el flujo se desarrolla completamente dentro de la tubería.

Dado a que el suministrador de aire es un blower se puede asegurar que el flujo es de tipo turbulento, la ecuación empírica 67, estima a que longitud desde la entrada, el flujo se desarrolla completamente (Cenguel, 2006):

### 2.5.9 Selección de material

Las condiciones de operación, funcionalidad, entre otros factores, son claves para la selección del material adecuado. El gasificador posee condiciones muy especiales de operación, debido a las elevadas temperaturas que se alcanzan dentro del mismo.

Este es el principal motivo por el cual el material de construcción del eje y las paletas, debe ser un material que soporte las temperaturas críticas de un proceso de pirolisis. Además, ciertos materiales utilizados como biomasas, como la cascarilla de arroz, o la cascara de coco suelen ser bastante abrasivos, por lo cual una buena resistencia al desgaste y a la abrasión son requeridos en el material a seleccionar.

La lista de aceros especiales que cumplen con esta condición, que se encuentren disponibles en la ciudad de Guayaquil, son bastante limitados. En la Figura 2.19 se observan 3 aceros que tienen las características deseadas para la fabricación del eje y las paletas.

ACEROS PARA TRABAJOS EN CALIENTE	Resistencia en Caliente	Tenacidad en Caliente	Resistencia al Desgaste	Maquinabilidad
	★★★	★★★	★★★	★★★★★
	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	★	★★★	★	★★★

**Figura 2.18 Lista de aceros para trabajos en caliente**

Fuente: Elaboración propia

El acero elegido es el W302, o por su norma americana AISI H13, es un acero al molibdeno utilizado para aplicaciones universales en caliente. Este material posee una buena resistencia al choque térmico y al desgaste a altas temperaturas. Adicionalmente, se consigue de manera más sencilla que el acero W360.

Las propiedades físicas del acero H13 son las siguientes:

- Densidad:  $\delta = 7800 \frac{kg}{m^3}$

- Esfuerzo ultimo a la tensión:  $S_{ut} = 1990 \text{ MPa}$
- Esfuerzo a la fluencia:  $S_y = 1650 \text{ MPa}$
- Módulo de elasticidad:  $E = 210 \text{ GPa}$
- Maquinabilidad: 50%
- Módulo de cortante:  $81.0 \text{ GPa}$

## 2.6 Simulación

La simulación permite visualizar de forma más exacta el comportamiento del diseño planteándolo en condiciones de operación reales, las cuales son previamente establecidas en el modelo. Para ello se utilizó un software de diseño para el modelado 3D y las respectivas simulaciones. A continuación, se presentan los análisis realizados al modelo, y sus respectivas condiciones de borde

### 2.6.1 Análisis estático de la paleta

#### 2.6.1.1 Análisis sin consideración de temperatura

Para la primera parte del análisis estático, no se considera la temperatura como carga sobre el modelo. Esto debido a que el análisis teórico actual no permite el cálculo de esfuerzos térmicos unitarios. Por lo que, el análisis con temperatura posteriormente se basara en el análisis sin temperatura.

Para realizar la simulación, se deben definir varios parámetros que permitan determinar con mayor o menor precisión los esfuerzos y deflexiones sobre el diseño.

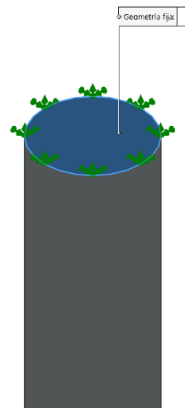
Para empezar, se modela el diseño del eje y sus paletas en el software de dibujo en formato tipo CAD. En la Figura 2.20 se observa una vista isométrica completa el diseño del agitador. El modelado del gasificador, y el resto de las partes no se requiere para la simulación de esfuerzos y deformaciones para la paleta.



**Figura 2.19 Modelo CAD del agitador de paletas inclinadas**

Fuente: Elaboración propia

Al iniciar un nuevo estudio en el campo de simulación, primero se establecen las sujeciones. En este caso, se considera que el eje este sujeto con un soporte fijo por el motor, en la cara superior del eje, como se muestra en la Figura 2.21.

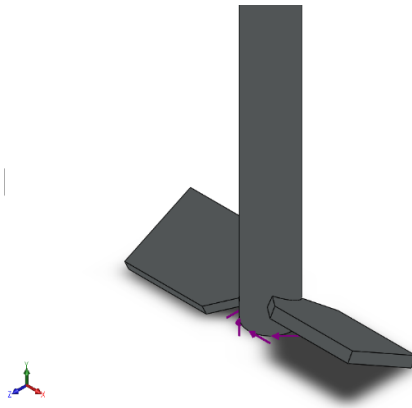


**Figura 2.20 Vista de sujeción fija en cara superior de eje**

Fuente: Elaboración propia

Luego, se definen las cargas externas. En este caso, las cargas presentes son tres, la torsión ejercida por el motor, la fuerza ejercida por la carga sobre las paletas, y el peso total del componente. En la Figura 2.22 se observa cómo se ubica la torsión en la cara inferior del eje, tomando como superficie de referencia el eje.

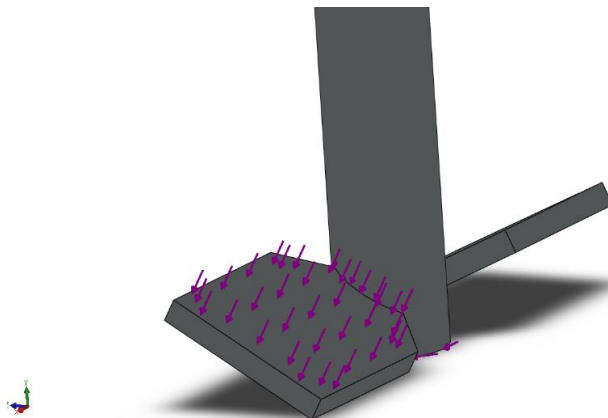




**Figura 2.21 Vista de carga de torsión sobre el eje**

Fuente: Elaboración propia

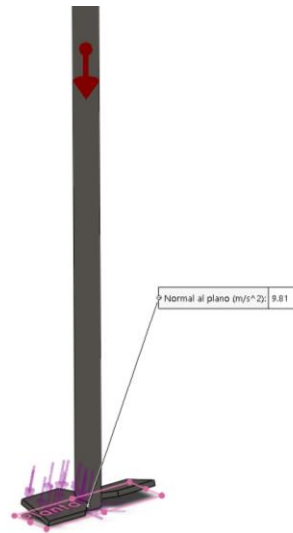
En la Figura 2.23 se observa cómo se aplica la fuerza de la carga sobre una paleta. En esta sección hay que tomar en cuenta de que, el análisis teórico se lo realizó considerando que la totalidad de la carga se aplicaría a una sola paleta. Esto como medida de seguridad en un caso extremo en donde la carga no se encuentre perfectamente distribuida dentro del reactor. La carga se ubicó en forma perpendicular al plano de la paleta.



**Figura 2.22 Vista de carga ejercida sobre una paleta**

Fuente: Elaboración propia

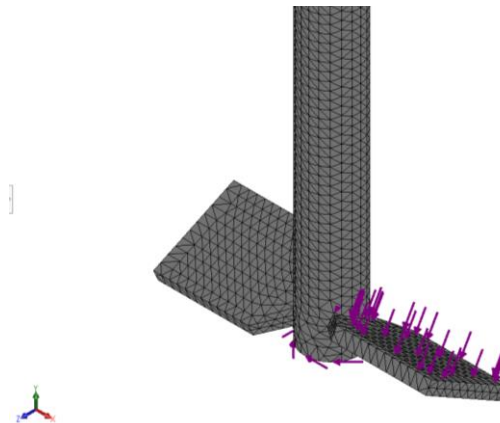
En la Figura 2.24 se observa el vector que representa el peso completo del agitador, esto incluye las paletas y el eje. Para el análisis se establece una aceleración de la gravedad a nivel del mar, de  $9.81 \text{ m/s}^2$ .



**Figura 2.23 Vista de vector de peso del componente**

Fuente: Elaboración propia

Posteriormente se aplica un mallado. Para el análisis se utilizó un mallado fino, con una longitud de 3 mm de longitud por sección, esto debido a que, de esta manera, los resultados serán más precisos. En la Figura 2.25 se observa el mallado sobre el eje y las paletas.



**Figura 2.24 Vista de malla sobre paletas y eje**

Fuente: Elaboración propia

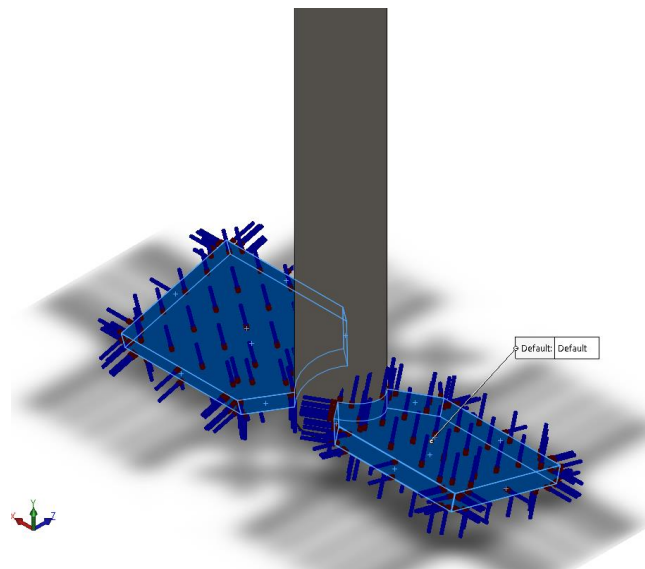
Finalmente se define el material para el eje y las paletas. Si el material por utilizar no se encuentra disponible en la biblioteca de aceros del software, es necesario introducir manualmente las características y propiedades físicas del material al catálogo y

definir la pieza con dicho material. Finalmente se ejecuta la simulación y se observan resultados.

### **2.6.1.2 Análisis con consideración de temperatura**

Para poder hallar los valores de esfuerzos generados por la elevada temperatura, es necesario realizar los análisis estáticos por separado, para de esta manera comparar los resultados posteriormente.

Para ello, se repite el proceso de la sección 2.6.1.1, y se añade una carga térmica adicional sobre las caras de las paletas. Esto se puede observar en la Figura 2.26.



**Figura 2.25 Vista de temperatura aplicada sobre paletas**

Fuente: Elaboración propia

Posteriormente, se ejecuta el estudio y se analizan los resultados. Los principales resultados a analizar serán los esfuerzos de Von Mises, las deformaciones y el factor de seguridad global.

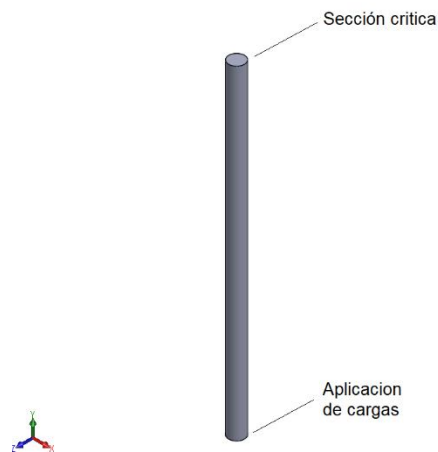
### **2.6.2 Análisis estático del eje**

El análisis de flexión del eje se realizará en un estudio estático individual, esto con la finalidad de observar por separado los efectos de las fuerzas sobre el eje. Para este estudio, se ubicarán

manualmente las cargas y momentos, y se analizarán los esfuerzos sobre la sección transversal crítica del eje. Esta sección crítica, se determinará mediante los diagramas de momento.

### 2.6.2.1 *Análisis sin consideración de temperatura*

Para iniciar con el estudio, primero se crea el modelo. Este se puede observar en la Figura 2.27. El modelo consta únicamente de la sección del eje en donde se aplican las fuerzas, hasta la sección crítica.



**Figura 2.26 Modelo de sección de eje a estudiar**

Fuente: Elaboración propia

De la misma manera que en el estudio estático de la paleta, la cara superior del eje se reconoce como sujeción fija. Esto, debido a que como se verá en el capítulo 3, la sección crítica resultó el punto donde se ubica el rodamiento B. Una representación de esta sujeción se observa en la Figura 2.21

Luego, se ubican las cargas externas. Como ya menciono en la sección 2.5.3, el análisis se realizará considerando la totalidad de la carga sobre una paleta. De esta manera, se colocan las componentes de la carga sobre el punto de aplicación. En la Figura 2.28 se observan las cargas aplicadas, representada la componente  $P_x$  por color morado, la componente  $P_y$  y el peso de

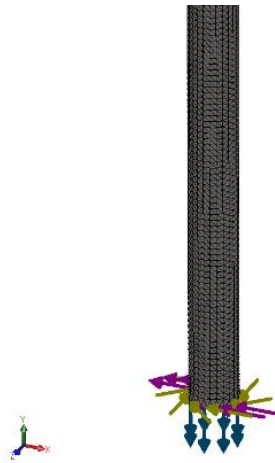
ambas paletas  $W_{paleta}$  por el color azul, y la torsión  $M_y$  generada por la componente  $P_y$ .



**Figura 2.27 Cargas sobre el eje**

Fuente: Elaboración propia

Posteriormente, se aplica un mallado. Nuevamente se utilizará un mallado fino que permita analizar los esfuerzos con mayor precisión sobre cada punto de la malla. Esto se observa en la Figura 2.29.



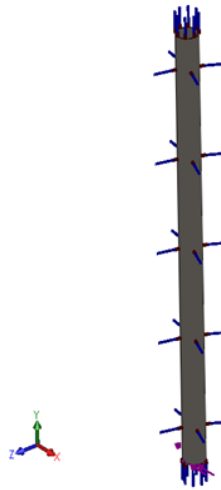
**Figura 2.28 Mallado sobre el eje**

Fuente: Elaboración propia

Por último, se define el material, se ejecuta la simulación y se observan los resultados.

### 2.6.2.2 *Análisis con consideración de temperatura*

Se repite el procedimiento de la sección 2.6.2.1 y se añade la carga térmica adicional sobre las caras del eje, esto representa el contacto de la temperatura en la superficie de este. Esto se observa en la Figura 2.30



**Figura 2.29 Vista de carga térmica aplicada sobre el eje**

Fuente: Elaboración propia

Posteriormente, se ejecuta el estudio y se analizan los resultados. De igual manera que con las paletas, los principales resultados a analizar serán los esfuerzos de Von Mises, las deformaciones y el factor de seguridad global.

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS

Presentadas las ecuaciones pertenecientes al cálculo de las dimensiones del agitador, se procede a presentar los resultados obtenidos para el diseño.

En el capítulo 3, se presentarán los resultados teóricos del análisis realizado en el capítulo 2, además, se presentarán los resultados experimentales de la simulación y se realizara una comparación. Adicionalmente, se encontrará la precisión del modelo, así como una gráfica de comportamiento.

### 3.1 Resultados teóricos

#### 3.1.1 Paletas

Como se explicó en el capítulo anterior, la norma DIN 28131 , permitió establecer las dimensiones de la paleta, conociendo las dimensiones ya establecidas del tanque de mezcla, es decir, del reactor. Asumiendo un diámetro de eje de 40 mm, con el diámetro del rodete  $d_2$  se obtiene la longitud de la paleta, es decir:

$$L_{\text{paleta}} = \frac{d_2 - d_{\text{eje,asumido}}}{2}$$

$$L_{\text{paleta}} = \frac{250 \text{ mm} - 40 \text{ mm}}{2}$$

$$L_{\text{paleta}} = 105 \text{ mm}$$

Se obtuvo, además el ancho ( $A_{\text{paleta}}$ ) de la misma, valor que viene dado por  $d_3$ . El espesor de la paleta ( $e_{\text{paleta}}$ ) se escogió con un valor de 10 mm, debido a recomendaciones de varios técnicos. Este valor será comprobado como valido posteriormente en el análisis estático de la paleta. Finalmente, la geometría de la paleta resulta con los siguientes valores.

$$L_{\text{paleta}} = 105 \text{ mm}$$

$$A_{\text{paleta}} = 75 \text{ mm}$$

$$e_{paleta} = 10 \text{ mm}$$

De esta manera, conociendo el material con el que será fabricado, y su densidad, es posible obtener el peso de una paleta con la ecuación 13, el cual resulta de:

$$m_{paleta} = 0.5887 \text{ kg}$$

Por lo tanto, resulta con un peso de:

$$W_{paleta} = 5.7697$$

Puesto que las dimensiones de la paleta han sido definidas, se puede obtener el centroide de la paleta. En la Figura 2.9 se observan las áreas en que se dividió la paleta, estas tienen un valor de:

$$A_1 = 7 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_2 = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_3 = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_4 = 6 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Los respectivos centroides de dichas áreas tienen un valor de:

$$Z_1 = 0.09 \text{ m}$$

$$Z_2 = 0.0866 \text{ m}$$

$$Z_3 = 0.0866 \text{ m}$$

$$Z_4 = 0.04 \text{ m}$$

Por lo tanto, de la ecuación 13, la componente en el eje  $z$  resulto:

$$\bar{Z} = 0.04755 \text{ m}$$

$$\bar{Z} = 57.45 \text{ mm}$$

Este valor se aplicará para el cálculo de los momentos provocados por las fuerzas que se aplican en este punto de la paleta



## **Carga**

Conociendo el volumen de llenado, y la densidad de la biomasa se obtuvo la carga dentro del tanque, utilizando la ecuación 14, se obtiene una masa de:

$$m = 20.57 \text{ kg}$$

Por lo tanto, se consideró el peso de la biomasa como la carga que soportaran las paletas. Esta resultó un valor de:

$$W = 201.65 \text{ N}$$

Una vez determinada la carga, se procedió a calcular las componentes de dicha carga sobre una sola paleta. Este escenario se analiza como un caso extremo en donde una paleta deba mover la totalidad de la carga, esto se realiza para que el diseño resiste los casos en donde la carga no se distribuya equitativamente entre ambas paletas. De las ecuaciones 16 y 17, las componentes resultaron:

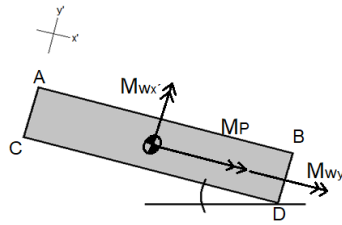
$$P_x = 52.19 \text{ N}$$

$$P_y = 194.78 \text{ N}$$

Adicional, se consideró el peso de la paleta como una carga sobre la misma.

## **Análisis estático de la paleta**

Una vez determinada las fuerzas que actúan sobre la paleta, se obtuvieron los esfuerzos en la superficie crítica de la paleta, que se encuentra en la superficie inclinada de contacto de la paleta con el eje. Como se mencionó en el capítulo 2, este contacto se consideró recto para facilitar el estudio. La Figura 2.11 se muestra nuevamente para visualizar lo antes mencionado.



**Figura 2.11 Puntos críticos de superficie de contacto de paleta y momentos sobre superficie crítica.**

Fuente: Elaboración propia

Las fuerzas que actúan sobre la paleta, para este análisis, se obtienen aplicando la ecuación 15 para la carga  $P$ , y las ecuaciones 18 y 19 para las fuerzas  $W_{x'}$  y  $W_{y'}$ , estas resultaron:

$$P = 201.65 \text{ N}$$

$$W_{x'} = 1.4933 \text{ N}$$

$$W_{y'} = 5.5731 \text{ N}$$

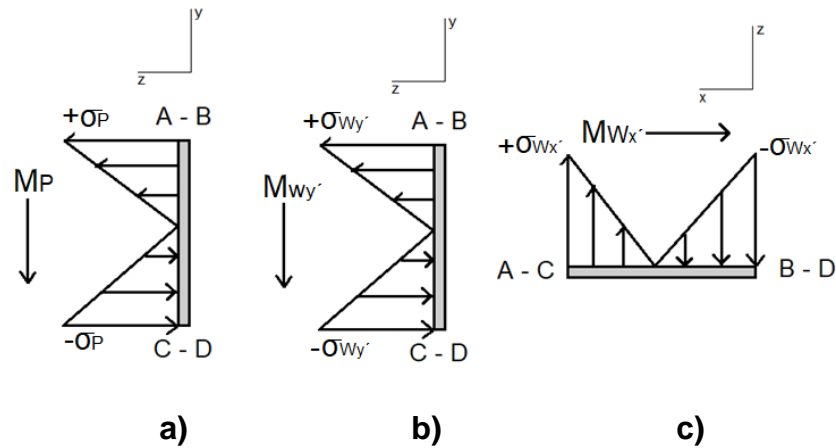
Donde se descompone al peso en componentes debido a que el plano de contacto es inclinado, como ya se mencionó anteriormente. De esta manera, se calculó los momentos generados por cada una de estas fuerzas utilizando las ecuaciones 20, 21 y 22 de momento, resultando:

$$M_p = 10.5765 \text{ Nm}$$

$$M_{W_x} = 0.2923 \text{ Nm}$$

$$M_{W_y} = 0.0783 \text{ Nm}$$

Estos momentos se pueden ver aplicados sobre la superficie crítica en la Figura 2.11. Cada uno de estos momentos generan esfuerzos de flexión sobre la superficie de contacto, creando puntos más críticos que otros. Los diagramas de esfuerzo generados por los 3 momentos se muestran en las figuras 3.1a), 3.1b) y 3.1c)



**Figura 3.1 Distribución de esfuerzo: a) P; b) Wy'; c) Wx'**

Fuente: Elaboración propia

Para hallar el punto crítico, primero se calculó los esfuerzos de flexión generados por los momentos. Para ello, se calcularon las inercias de los ejes  $x'$  y  $y'$  utilizando las ecuaciones 24 y 25.

$$I_{x'} = 3.5729 \times 10^{-8} m^4$$

$$I_{y'} = 2.9166 \times 10^{-9} m^4$$

Posteriormente, utilizando la ecuación 23, se calcularon los esfuerzos de flexión generados por cada momento, conociendo el valor de  $c$ . Los resultados fueron:

$$\sigma_P = 18.13 MPa$$

$$\sigma_{W_x} = 0.5011 MPa$$

$$\sigma_{W_y} = 0.0383 MPa$$

El punto crítico se halló sumando los esfuerzos de tensión o compresión que genera cada momento sobre el mismo punto. Estos se pueden observar en las distribuciones de esfuerzos de la Figura 3.1.

$$\sigma_A = -\sigma_P - \sigma_{W_y} - \sigma_{W_x} = -18.67 MPa$$

$$\sigma_B = \sigma_P + \sigma_{W_y} - \sigma_{W_x} = 18.59 MPa$$

$$\sigma_C = -\sigma_P - \sigma_{W_y} + \sigma_{W_x} = -18.59 MPa$$

$$\sigma_D = \sigma_P + \sigma_{W_y} + \sigma_{W_x} = 18.67 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, se determina que los puntos críticos son el punto D y A, en donde se aplican esfuerzos de tensión y compresión de igual magnitud. Debido a que, en estos mismos puntos, al ser puntos de esfuerzo flexionante máximo, sus esfuerzos cortantes son nulos. Por lo tanto

$$\tau_{xy} = 0$$

De esta manera, utilizando la ecuación 21 del esfuerzo de Von Mises, se determina que el valor calculado de esfuerzo resulta ser el mismo esfuerzo máximo de flexión. Por lo tanto:

$$\sigma' = 18.67 \text{ MPa}$$

### 3.1.2 Eje

Al trasladar las fuerzas sobre la paleta hacia el eje, se generan sus respectivos momentos sobre el mismo. Utilizando las ecuaciones 27, 28 y 29 estos momentos resultan un valor de:

$$M_y = 13.6346 \text{ Nm}$$

$$M_x = 3.6533 \text{ Nm}$$

$$M_{placa} = 0.4038 \text{ Nm}$$

En el plano  $xy$  en donde actúa únicamente la fuerza  $P_x$ , la componente del momento máximo resultante en el eje, y las reacciones en los apoyos, dado por el software de cálculo de vigas, resultaron:

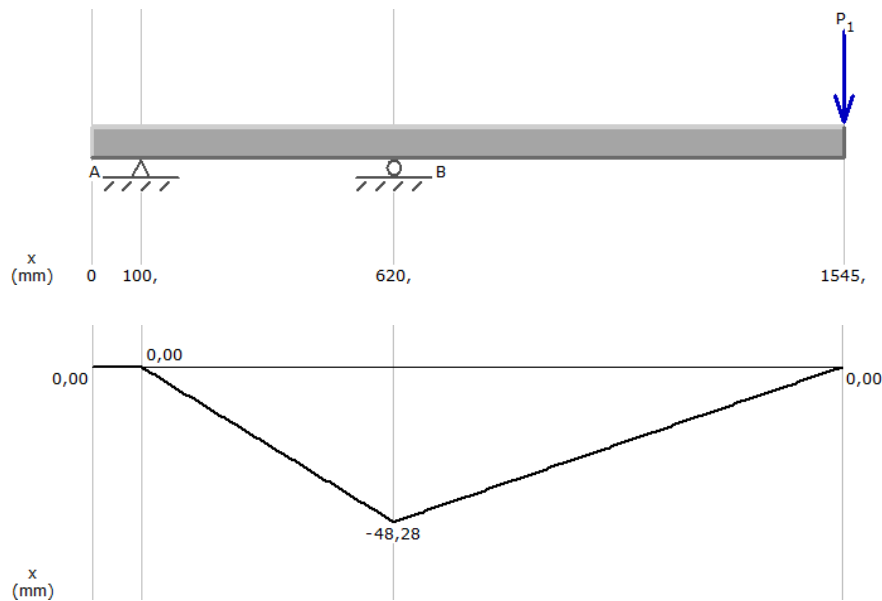
$$M_{max,xy} = 48.28 \text{ Nm}$$

$$A_x = 92.84 \text{ N}$$

$$B_x = 145.03 \text{ N}$$

En la Figura 3.2 se observan los momentos ejercidos por  $P_x$  en la longitud del eje. En él se aprecia que el punto donde se ejerce el

máximo momento, el cual se localiza en el punto B, donde se ubica el rodamiento inferior.



**Figura 3.2 Diagrama de momento en plano xy**

Fuente: Elaboración propia

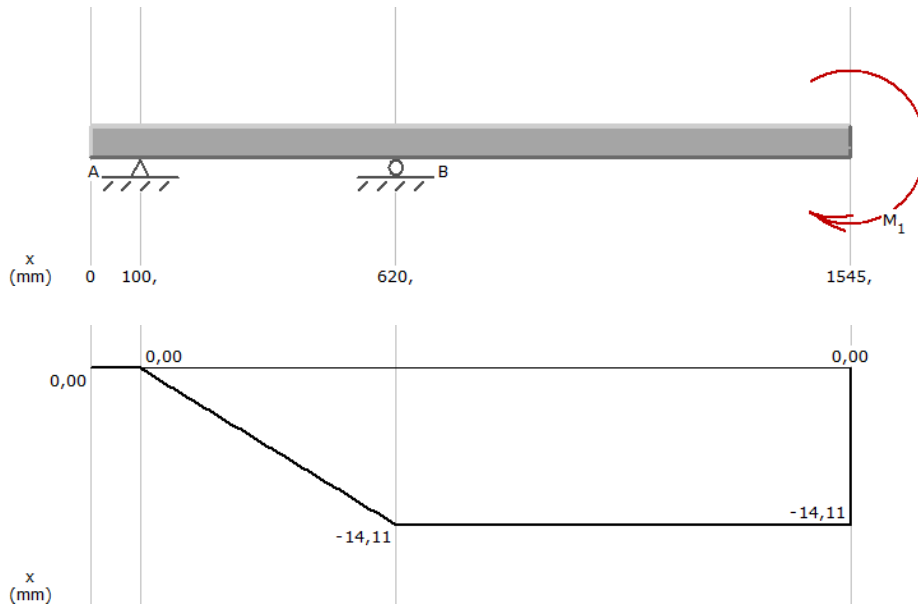
En el plano  $yz$ , en donde actúa el momento  $M_x$ , la componente del momento máximo resultante en el eje, resulta ser el mismo momento aplicado, al no haber otra fuerza o momento aplicado sobre el eje en dicho plano, por lo tanto, el momento máximo y las reacciones resultaron:

$$M_{max,yz} = 14.1118 Nm$$

$$A_z = 27.14 N$$

$$B_z = 27.14 N$$

En la Figura 3.3, se observan los momentos ejercidos por  $M_x$  en la longitud del eje, donde se puede apreciar que el punto de máximo momento, el cual también se localiza en el punto B.



**Figura 3.3 Diagrama de momento en plano yz**

Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto, el momento máximo en el eje, es la resultante de las componentes de los máximos momentos en ambos planos, como se indicó en el capítulo 2, utilizando la ecuación 30, este resultó:

$$M_{max} = 50.3 \text{ Nm}$$

Finalmente, con la ecuación 37 de ASME para torsión constante, se calcula el diámetro del eje, utilizando un factor de seguridad de 2 para cargas estables, según la norma (ANSI-ASME), resultando un valor de:

$$d = 41.76 \text{ mm}$$

Considerando que el material seleccionado se comercializa en medidas estándar, se elige la medida inmediatamente superior al valor calculado, esto quiere decir que se utilizara un eje de 45 mm.

### **Análisis estático del eje**

Aplicando las ecuaciones 38 y 39, se calculó el momento generado por la fuerza  $P_x$  sobre la superficie crítica B, y la inercia de la sección circular, necesario para hacer el cálculo de esfuerzos. Estos resultaron:

$$M_{P_x} = 48.2757 \text{ Nm}$$

$$I = 2.01 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

Una vez conocido todas las cargas y momentos que generan los esfuerzos, se procedieron a utilizar las ecuaciones 40 y 41 para hacer cálculo de los esfuerzos de flexión, tensión, y torsión. Estos resultaron:

$$\sigma_{P_x} = 5.3986 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{M_x} = 1.6318 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{P_y+2W_{paleta}} = 0.2506 \text{ MPa}$$

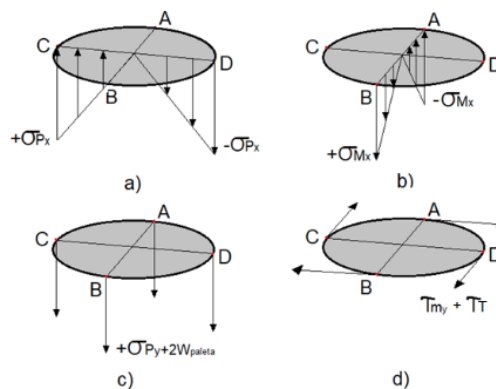
$$\tau_{M_y} = 0.2186 \text{ Mpa}$$

$$\tau_T = 6.6302 \text{ Mpa}$$

Los esfuerzos cortantes se sumaron para calcular posteriormente el esfuerzo de Von Mises. Este resultado:

$$\tau_{max} = 6.8488 \text{ MPa}$$

En la Figura 3.4a), 3.4b), 3.4c) y 3.4d) se observa la distribución de esfuerzos de cada esfuerzo que se aplica sobre la sección crítica B. De esta manera se puede visualizar mejor cual es el punto crítico.



**Figura 3.4 Distribución de esfuerzo: a)  $P_x$ ; b)  $M_x$ ; c)  $P_y+2W_{paleta}$ ; d)  $M_y$**

Fuente: Elaboración propia

Finalmente, observando la Figura 3.4, se determinó el punto crítico, sumando los esfuerzos en cada punto, siendo esfuerzos de tensión como positivos y compresión como negativos. De esta manera, los esfuerzos en cada punto resulto:

$$\sigma_A = -\sigma_{M_x} + \sigma_{P_y+2W_{paleta}} = -1.3811 \text{ MPa}$$

$$\sigma_B = \sigma_{M_x} + \sigma_{P_y+2W_{paleta}} = 1.8825 \text{ MPa}$$

$$\sigma_C = -\sigma_{P_x} + \sigma_{P_y+2W_{paleta}} = -5.1456 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = \sigma_{P_x} + \sigma_{P_y+2W_{paleta}} = 5.6470 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, el punto D resultó ser el punto crítico. Teniendo una magnitud de esfuerzo de 5.6470 MPa. Sin embargo, el punto C se observa con un valor similar, pero con signo negativo, esto quiere decir que, en D, el esfuerzo es de tensión, mientras que en C el esfuerzo es de compresión.

Finalmente, de la ecuación 26, se calculó el esfuerzo de Von Mises, utilizando el esfuerzo cortante máximo, y el esfuerzo normal máximo. Este resultó:

$$\sigma' = 13.13 \text{ MPa}$$

### 3.1.3 Rodamientos

De acuerdo con el modelo matemático presente en la figura 2.13a y 2.13b, el rodamiento de la chumacera en la parte superior del gasificador soportará carga axial y radial mientras que el rodamiento de la otra chumacera solo tendrá carga radial. Para esta selección se hace el uso del procedimiento descrito en el catálogo de NTN

#### Rodamiento superior A

Por medio de estática en dos planos se obtiene las reacciones que actúan sobre cada apoyo. Mediante el software de cálculo de vigas, se obtuvieron las reacciones en el apoyo A. Estas resultaron:



$$A_x = 92,84 \text{ N}$$

$$A_y = 394,69 \text{ N}$$

$$A_z = 27,14 \text{ N}$$

Como se menciona en el capítulo 2 el rodamiento en A soporta carga axial y radial. Por lo tanto, de acuerdo con las ecuaciones 43 y 44 la fuerza radial y axial sobre el rodamiento resultó:

$$F_r = \sqrt{92,84^2 + 27,14^2} = 96,73 \text{ N}$$

$$F_a = 398,71 \text{ N}$$

Se escoge un valor de vida nominal ( $L_{10} = 25 \times 10^3 \text{ h}$ ) de acuerdo con la tabla N° 3.4 del catálogo (Ver ANEXOS), además para una primera iteración se asume  $x = 1$  y  $y = 0$ ; evaluando estos datos en la ecuación 45 se obtuvo:

$$P_r = 96,73 \text{ N}$$

Posteriormente, se puede hallar la capacidad básica de carga dinámica ( $C_R$ ) de la ecuación 46 como se muestra a continuación:

$$C_R = \left( \frac{60 * 30}{10^6} * 25 \times 10^3 \right)^{\frac{1}{3}} * 330,70 = 0,34 \text{ kN}$$

Por lo tanto, en el catálogo se encuentra que el rodamiento de bolas 6809 cumple para esta capacidad de carga dinámica y diámetro interno de 45 mm.

A partir del rodamiento seleccionado se determina los valores referenciales como la capacidad de carga estática ( $C_{or}$ ), el factor ( $f_o$ ) y el valor  $e$ . Estos se utilizan para encontrar los valores correspondientes de  $x$  y  $y$ , y comprobar si el rodamiento cumple con la exigencia de carga axial despreciada en el primer cálculo. Lo que resultó otro valor de  $P_r$ :

$$C_{or} = 4,95 \text{ kN}$$

$$f_o = 16,1$$

$$e = 0,27$$

$$X = 0,56 \text{ y } Y = 1,5$$

$$P_r = 0,56(96,73) + 1,5(398,71) = 652,23 \text{ N}$$

Finalmente se recalcula el valor de capacidad de carga dinámica dando un valor de 2,30 kN lo cual sigue siendo menor a 5,35 kN, por lo tanto, el rodamiento de bolas 6309 cumple y es seleccionado para la parte superior.

### **Rodamiento inferior B**

Las reacciones en este apoyo resultaron:

$$B_x = 145,03 \text{ [N]}$$

$$B_z = 27,14 \text{ [N]}$$

De acuerdo con la ecuación 48 se tiene:

$$P_r = \sqrt{145,03^2 + 27,14^2} = 147,55 \text{ N}$$

Posteriormente, se hallan los valores de  $a_1, a_2, a_3$ . Estos se encuentran disponibles en la tabla 3.2, 3.3 y figura 3.2 del catálogo de rodamientos de NTN. Por lo tanto:

$$a_1 = 0,62 \quad \text{por } 95\% \text{ de confiabilidad}$$

$$a_2 = 0,73 \quad \text{Se considera una temperatura de trabajo de } 200^\circ \text{ C}$$

$$a_3 = 1 \quad \text{Buena lubricación}$$

Utilizando la ecuación 47 se obtiene la vida nominal ajustada del rodamiento, este resultado:

$$L_{na} = (0,62)(0,73)(1)(25 \times 10^3) = 11315 \text{ h}$$

Calculando la capacidad de carga dinámica para este apoyo resultó:

$$C_r = \left( \frac{60 * 30}{10^6} * 11315 \right)^{\frac{1}{3}} * 147,55 = 0,40 \text{ kN}$$

Buscando en la lista de rodamientos disponibles con diámetro interno de 45 mm se escoge el rodamiento 6809 al tener un  $C_R = 5,35 \text{ kN}$

### 3.1.4 Diseño de soldadura

#### 3.1.4.1 Unión paleta - eje

Las fuerzas que generan cortante directo son las componentes del peso de la paleta y la carga que soporta la paleta entonces de acuerdo con la ecuación 50 se tiene:

$$f_{s1} = \frac{w \sin \alpha}{A_w} = \frac{5,7697 \sin 15^\circ}{2(0,01 + 0,035)} = 16,59 \frac{N}{m}$$

Como la componente vertical del peso y la carga de material tienen la misma dirección entonces se encuentra como un solo cortante

$$f_{s2} = \frac{w \sin \alpha + P}{A_w} = \frac{5,7697 \cos 15^\circ + 201,65}{2(0,01 + 0,035)} = 2302,5 \frac{N}{m}$$

Por la ecuación 51 se encuentran la carga por unidad de longitud debido a la flexión:

$$f_{b1} = \frac{5,7697 \sin 15^\circ \times 0,05}{(0,01 * 0,035) + \left(\frac{0,035^2}{3}\right)} = 98,46 \frac{N}{m}$$

$$f_{b1} = \frac{(5,7697 \sin 15^\circ + 201,65) \times 0,05}{(0,01 * 0,035) + \left(\frac{0,01^2}{3}\right)} = 26496,95 \frac{N}{m}$$

Con la ecuación 54 se encuentra la fuerza resultante

$$F_r = \sqrt{16,59^2 + 2302,5^2 + 98,46^2 + 26496,95^2} = 26596,99$$

De acuerdo con el material seleccionado el electrodo más idóneo y recomendado por el distribuidor es el UTP 63.

Con esta información se puede encontrar la dimensión de la pierna del cordón con la ecuación 55.

$$w = \frac{26596,99}{0,3(350000000) \sin 45^\circ} = 2,09 \times 10^{-4} m \equiv 0,21 \text{ mm}$$

La dimensión hallada debe estar dentro del rango establecido por la norma, como nuestro valor no se encuentra dentro se escoge el inmediato superior de acuerdo con la figura 3.5.

Tamaños mínimos de soldadura en filetes*	
Esesor del metal base (T)	Tamaño mínimo de la soldadura
tamaño en pulgadas	
$T \leq 1/4$	1/8
$1/4 < T \leq 1/2$	3/16
$1/2 < T \leq 3/4$	1/4
$3/4 < T$	5/16
tamaños en mm	
$T \leq 6$	3
$6 < T \leq 12$	5
$12 < T \leq 20$	6
$20 < T$	8

\* Fuente: tabla 5.8 AWS D1.1

**Figura 3.5 Tabla de espesores normados de soldadura**

Fuente: (Norton, 2011)

Por lo cual se concluye que el espesor de la pierna del cordón a utilizar es de 5 mm soldado alrededor en filete.

### 3.1.4.2 Unión Tapa – soporte

Para determinar la carga se utilizó el catálogo de motor Eléctrico Trifásico de WEG (WEG, s.f.), en donde se consultó el peso de un motor de 0.5 HP.

$$W_{motor} = 103 \text{ N}$$

Por lo tanto, el momento generado por el peso del motor sobre la soldadura resulta:

$$M_{W_{motor}} = 33.475 \text{ Nm}$$

Utilizando las ecuaciones 52 y 53 se obtuvo:

$$A_w = 0.16 \text{ m}$$

$$S_w = 2.13 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Posteriormente se calcularon las fuerzas por unidad de longitud, las cuales resultaron:

$$f_n = 643.75 \text{ N/m}$$

$$f_b = 15691.40 \text{ N/m}$$

Observando la Figura 2.17, y se determina que los puntos críticos se localizan en B y D, en donde las magnitudes de las fuerzas por unidad de longitud se suman, resultando:

$$F_r = 16335.15 \text{ N/m}$$

Finalmente calculando el valor de la pierna con la ecuación 55, el resultado fue de:

$$w = 0.18 \text{ mm}$$

Nuevamente observando la Figura 3.5, debido a que el espesor de la tapa tiene un valor de 12 mm, se concluye que se deberá utilizar una soldadura de 5 mm.

### 3.1.5 Potencia de entrada

Por medio de la ecuación 56 se halla el torque requerido para una paleta, en la cual por medio de la referencia consultada el valor del coeficiente específico de resistencia recomendado para este tipo de agitador y para aceros es de  $K_r = 20000$  (Blahoslav ). Reemplazando todos los valores ya definidos, resulta un torque igual a:

$$T_1 = \frac{20000 * 0,075 \cos 15^\circ (0,1229^2 - 0,0229^2)}{2} = 10,56 \text{ N.m}$$

Con este torque se encuentra la potencia requerida para mover el eje con las paletas según la ecuación 57 descrita en el capítulo 2, el resultado es el siguiente:

$$P_1 = 2\pi(2)(10,56)(0,5)$$

$$P_1 = 66,37 \text{ Watts}$$

Para determinar la potencia necesaria para mover sólidos se reemplazó valores en las ecuaciones 60, 59, 58 en el orden mencionado con la idea de poder utilizar la ecuación 61. Los resultados de estas ecuaciones se detallan a continuación:

$$V_{PR} = 0,3927 \text{ m/s}$$

$$V_{AR} = 0,0601 \text{ m/s}$$

$$Q_{VR} = 42,45$$

$$P_2 = 57,78 \text{ Watts}$$

Finalmente se encuentra la potencia del motor requerido para el sistema según ecuación 62 considerando una eficiencia del 94%.

$$P = 131,69 \text{ Watts} \equiv 0,18 \text{ hp}$$

Con esta potencia, es posible hallar el torque que proporciona el motor hacia el eje, valor que se utilizara para el cálculo del diámetro del eje. Esto, debido a que, en caso de atoramiento, el eje pueda soportar el máximo torque que el motor pueda brindar, sin que el eje sufra algún daño. Conociendo la velocidad de rotación del eje, 30 RPM, el torque se calcula fácilmente. Este resultó:

$$T_{max} = 118.68 \text{ Nm}$$

### 3.1.6 Junta empernada chumacera - gasificador

El perno más común estándar en el mercado nacional es el de grado 8 además el diámetro requerido por la chumacera cotizada es de  $\frac{1}{2}$  [in], con estos parámetros se encuentra en la tabla de pernos estandarizados la resistencia de prueba del perno y el área de tensión. De acuerdo con la ecuación 66 la precarga inicial del perno sería:

$$F_i = 0,75(120000)(0,1419) = 12771 \text{ lb}$$

La carga que soporta toda la junta es la reacción axial en la chumacera lo que daría  $P = 398,71 \equiv 89,63 \text{ lb}$ . Dado a que existe

mucha diferencia entre la fuerza inicial y la que está soportando la junta y conociendo que la constante de rigidez de la junta está entre 0 y 1 podemos garantizar que bajo estas condiciones la junta no falla ni por separación ni por carga al estar inmerso a cargas bajas a las que estos pueden trabajar por lo cual el cálculo de estos factores es irrelevante en el diseño.

Finalmente, el espesor de la placa que se consideró añadir para fijar la chumacera con el gasificador como se muestra en el diseño de forma (Figura 2,5) fue de  $t_1 = \frac{5}{16}$  [in]

### 3.1.7 Selección de válvula

La longitud de la tubería mínima se la calcula con la ecuación

$$L = 10(2'') = 20'' \equiv 0,508 [m]$$

Para la selección de la válvula se tomó en cuenta como criterio de mayor peso el control de precisión de entrada de caudal al no tener limitaciones por altas o bajas temperaturas al igual que en la presión de entrada.

La alternativa ganadora de acuerdo a la tabla 2.4 fue la válvula de tipo aguja de 2'' dado a que su cierre y apertura consiste en un vástago cónico de rosca fina haciendo una buena reguladora de caudal y manteniéndole constante lo cual es necesario para obtener el gas producto con mejor calidad de acuerdo con el caudal suministrado.

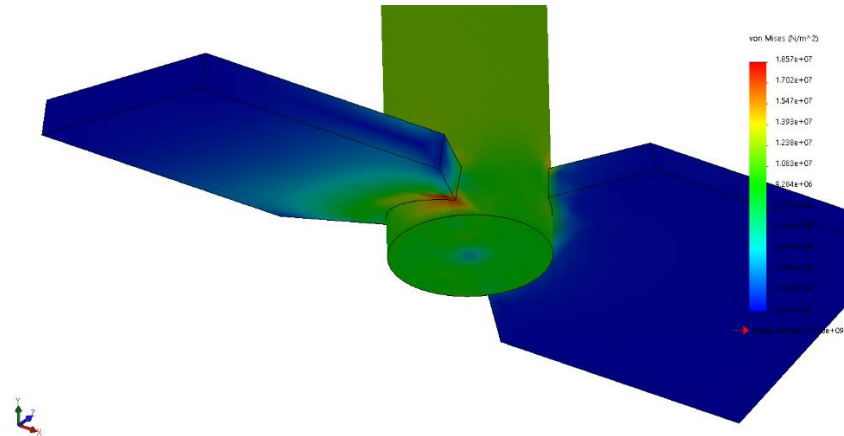
## 3.2 Resultados simulados

A partir de los resultados de la simulación se procede a realizar su comparación con valores teóricos, obteniendo así un margen de error de la simulación que nos permita encontrar teóricamente los esfuerzos generados por la temperatura.

### 3.2.1 Análisis estático de Paletas

#### 3.2.1.1 Análisis sin consideración de temperatura

Luego de crear el modelo y establecer las condiciones de operación adecuadas, se obtuvieron resultados de esfuerzos de Von Mises en la paleta. Estos esfuerzos y sus valores en la tabla de colores se pueden observar en la Figura 3.6

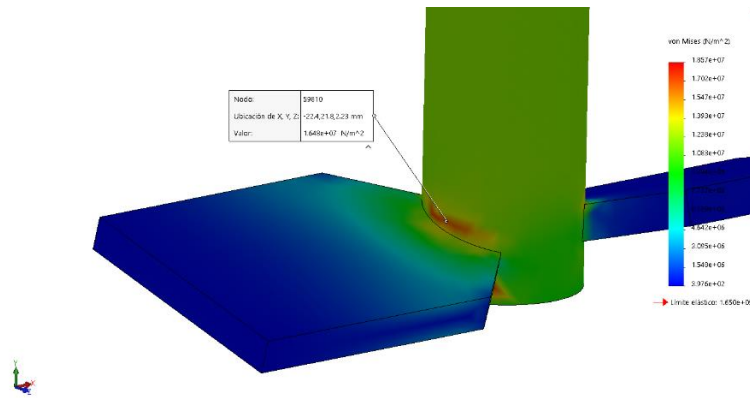


**Figura 3.6 Esfuerzos en la paleta sin carga térmica**

Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.4 se puede observar además que el punto crítico, donde el esfuerzo es máximo, se localiza en la esquina inferior, con un valor de  $18.57 \text{ MPa}$ , mientras que el valor teórico, resultado de  $18.67 \text{ MPa}$ . En la imagen se puede apreciar como los esfuerzos van aumentando en la paleta conforme aumenta la distancia desde el eje, llegando a un valor de esfuerzo mínimo de  $0.39 \text{ kPa}$ . Además, en la Figura 3.7, se puede apreciar, que los puntos esquineros de la paleta no son las únicas regiones donde se presentan altos esfuerzos. En la zona superior, se observa una concentración de esfuerzos altos, que tienen un valor promedio de  $16.8 \text{ MPa}$ , sin embargo, estos no alcanzan el valor de esfuerzo crítico.



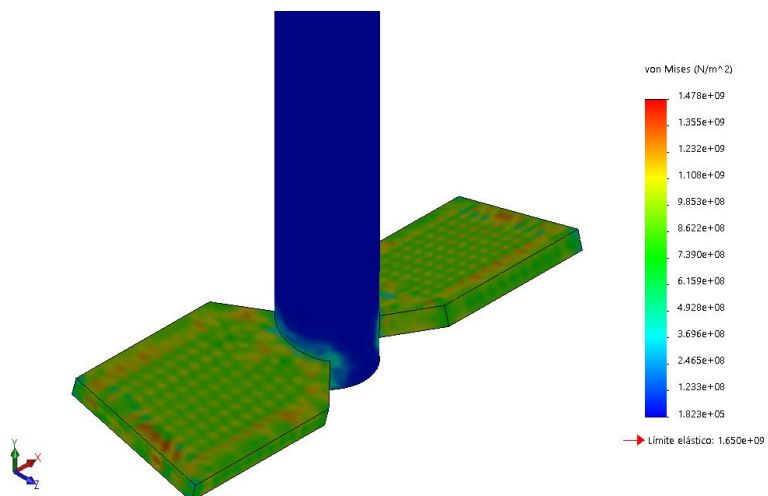


**Figura 3.7 Esfuerzo sobre punto crítico sin carga térmica**

Fuente: Elaboración propia

### 3.2.1.2 *Análisis con consideración de temperatura*

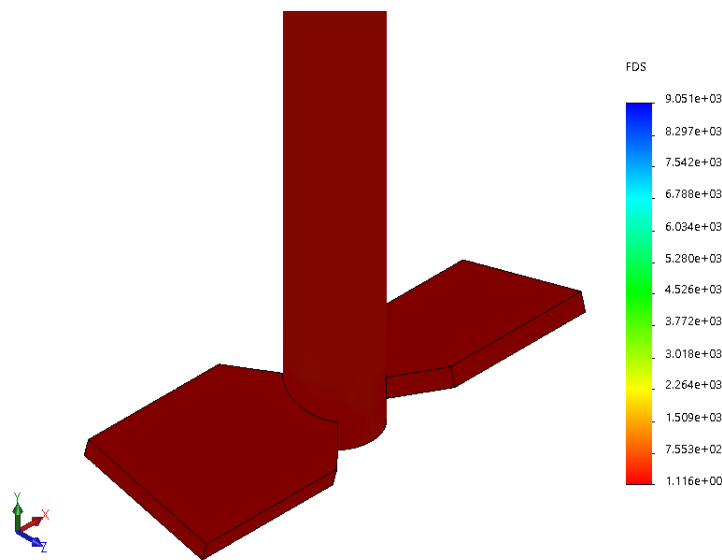
Para el análisis se consideró una temperatura de 600°C, temperatura de operación en donde ocurre el proceso de gasificación. En la Figura 3.8, se observan los resultados de los esfuerzos de Von Mises obtenidos en la paleta. Se puede notar una distribución no homogénea de los esfuerzos sobre el material, teniendo varios puntos donde los esfuerzos se elevan. Se observa que el máximo esfuerzo calculado resultó 1478 MPa, el cual es ligeramente menor que el esfuerzo de fluencia, siendo este 1650 MPa.



**Figura 3.8 Esfuerzos sobre paletas a 600°C**

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 3.9 se puede observar el factor de seguridad para las paletas, el cual poseen una distribución homogénea. Este se calculó comparando los esfuerzos de Von Mises con el esfuerzo de fluencia del material. El factor de seguridad para las paletas resultó un valor de 1.11, siendo este, un valor no aceptable. El bajo valor del factor de seguridad se debe a las altas temperaturas a las que se está sometiendo el componente, aumentando bastante los esfuerzos de Von Mises en comparación a los esfuerzos obtenidos en el análisis sin consideración de la temperatura.



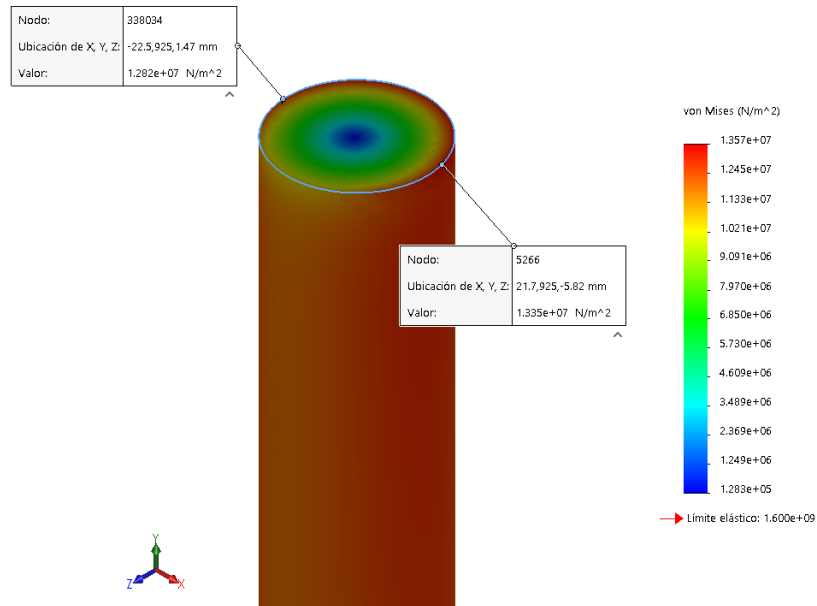
**Figura 3.9 Factor de seguridad de paletas a 600°C**

Fuente: Elaboración propia

### **3.2.2 Análisis estático de eje**

#### **3.2.2.1 Análisis sin consideración de temperatura**

Estableciendo las condiciones de operación como se indicó en el capítulo 2, los resultados de los esfuerzos de Von Mises resultaron como se observa en la Figura 3.10



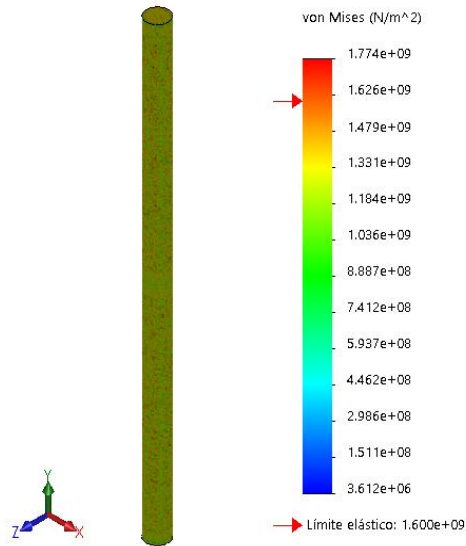
**Figura 3.10 Esfuerzo sobre el eje sin carga térmica**

Fuente: Elaboración propia

En esta se puede observar que los máximos esfuerzos se ubican en los puntos C y D, de igual manera como se determinó en el análisis teórico. Resultando un de simulación en el punto D de  $13.35 \text{ MPa}$ , siendo este un valor positivo correspondiente a esfuerzo de tensión, mientras que en el punto C se obtuvo un valor de  $12.82 \text{ MPa}$ , siendo este un esfuerzo de compresión. Por otro lado, en el análisis teórico el valor máximo de esfuerzo en el punto D resultó un valor de  $13.07 \text{ MPa}$ , y  $12.97 \text{ MPa}$  en el punto C. De esta manera se puede observar que estos valores mantienen valores bastantes cercanos. En la Figura 3.10 se observa, además, que el centro del eje es la zona con esfuerzos más bajos rondando los  $0.12 \text{ MPa}$ .

### 3.2.2.2 **Análisis con consideración de temperatura**

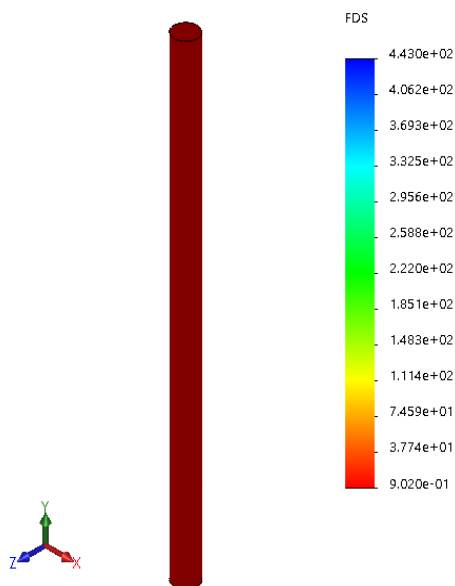
En la Figura 3.11 se observa la distribución de esfuerzos de Von Mises considerando una temperatura de  $600^\circ\text{C}$ . El máximo esfuerzo simulado registra un valor de  $1774 \text{ MP}$ , el cual sobrepasa el valor del límite de fluencia del material. Esto indica que el eje empezara a fallar en varios puntos a lo largo de su longitud. Esto lo confirma el factor de seguridad que se observa en la Figura 3.12.



**Figura 3.11 Esfuerzos sobre eje a 600°C**

Fuente: Elaboración propia

El factor de seguridad estático del eje resultó un valor de 0.9, valor que no es aceptable pues indica claramente que el eje fallará. Esto nos indica que la elevada temperatura juega un papel muy importante en la resistencia del agitador contra los esfuerzos.



**Figura 3.12 Factor de seguridad sobre eje a 600°C**

Fuente: Elaboración propia

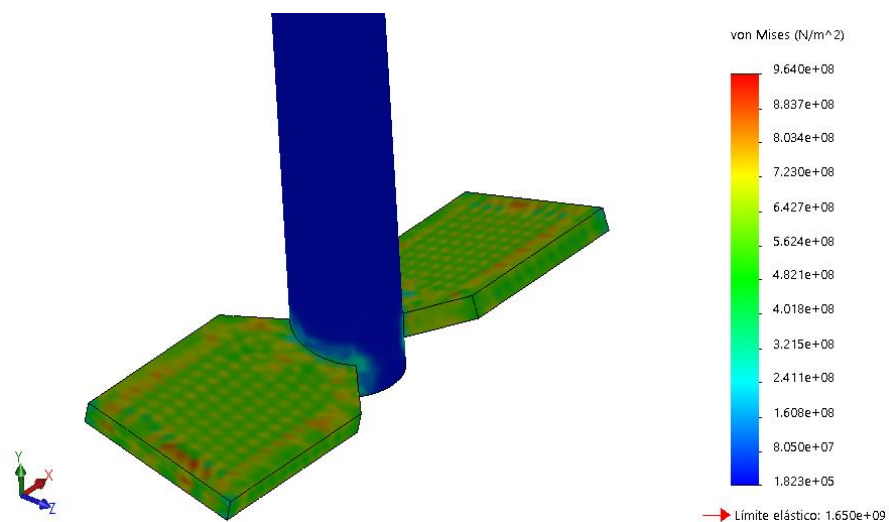
Se concluye que se recomienda que el agitador opere a temperaturas menores a  $600^{\circ}\text{C}$ , necesaria para un proceso de gasificación. Esto, debido a que los esfuerzos generados por temperatura se encuentran en la zona de fluencia del material.

Por ello, se decidió modificar la temperatura de operación del reactor a  $400^{\circ}\text{C}$ , la cual es la temperatura requerida para empezar el proceso de pirolisis. Manteniendo las dimensiones del agitador, se realizó un nuevo análisis de simulación a dicha temperatura, con el fin de obtener los resultados de esfuerzos, y factor de seguridad.

### 3.2.3 Análisis estático de paletas a temperatura de $400^{\circ}\text{C}$

Modificando la temperatura de operación, los esfuerzos de Von Mises generados en la paleta bajaron notablemente. Sin embargo, la distribución de esfuerzos permanece similar, esto se puede observar en la Figura 3.13.

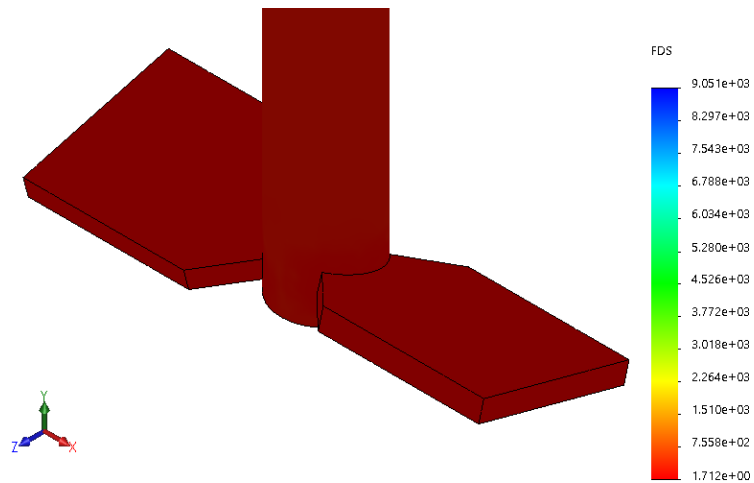
En esta figura, se puede observar que el esfuerzo máximo sobre la paleta tiene un valor  $964\text{ MPa}$ , el cual se encuentra en varios puntos en la superficie de la paleta, y no en la superficie de contacto entre la paleta y el eje, como sucedió en el análisis estático sin temperatura.



**Figura 3.13 Esfuerzos sobre paleta a  $400^{\circ}\text{C}$**

Fuente: Elaboración propia

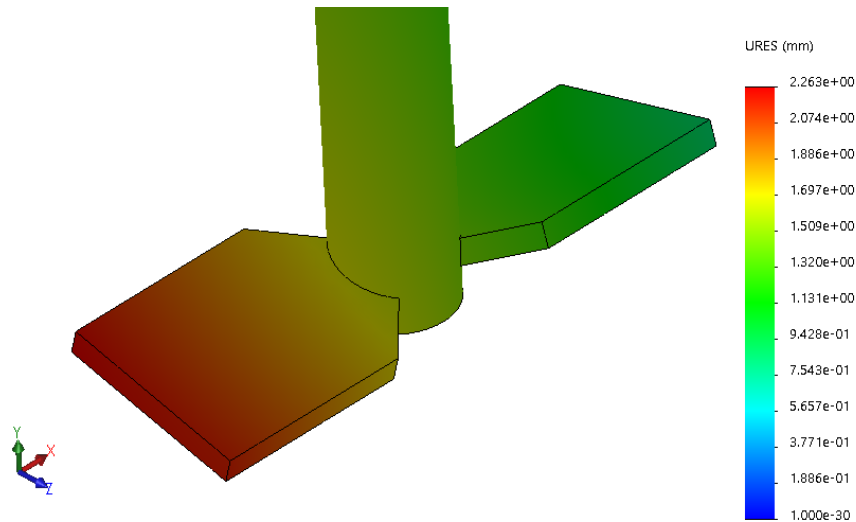
En la Figura 3.14 se puede observar un factor de seguridad uniforme en la totalidad de la paleta, con un valor de 1.7, valor que se considera bastante aceptable para la situación.



**Figura 3.14 Factor de seguridad de las paletas a 400°C**

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 3.15 se observa la máxima deformación del material sobre la paleta a la que se aplicó la carga completa, la cual fue de 2.26 mm, localizada en el lado libre de la misma. Esto representa un valor aceptable de deformación, puesto que geométricamente no interfiere con las paredes internas del gasificador. Como se mencionó anteriormente, los esfuerzos sobre este componente no superan el límite de fluencia, así como el límite elástico del material de 1600 *Mpa*, por lo tanto, la deformación es elástica.

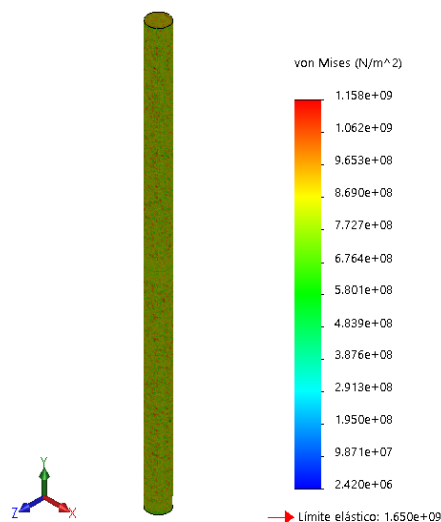


**Figura 3.15 Deformaciones sobre paletas a 400°**

Fuente: Elaboración propia

### 3.2.4 Análisis estático del eje a temperatura de 400° C

Al modificar la temperatura de operación a 400°C, los esfuerzos de Von Mises disminuyeron considerablemente. Se obtuvieron puntos críticos a lo largo del eje, con un valor máximo de esfuerzo de 1158 MPa. Esto se puede observar en la Figura 3.16.

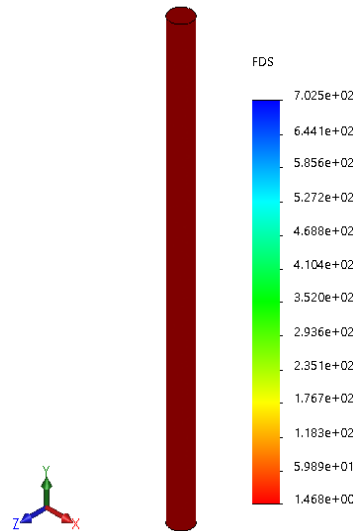


**Figura 3.16 Esfuerzos sobre el eje a 400°C**

Fuente: Elaboración propia}

Adicional, el esfuerzo máximo no supera el límite elástico característico del material AISI H13, por lo que el factor de

seguridad resultó con un valor de 1.47, esto se puede observar en la Figura 3.17. Siendo el valor obtenido, un valor aceptable que garantiza que el sistema no fallara estáticamente bajo las condiciones de carga y temperatura establecidas en el modelo.

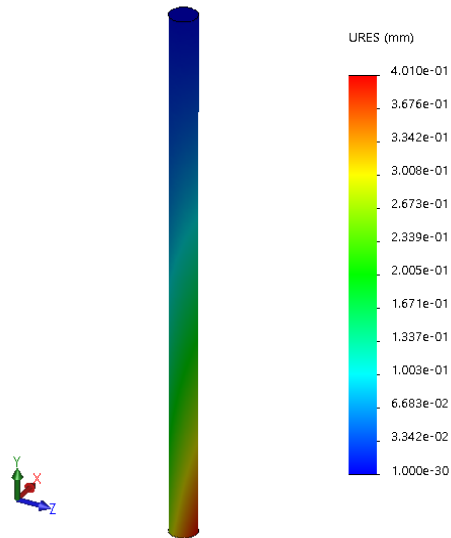


**Figura 3.17 Factor de seguridad sobre el eje a 400°C**

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 3.18 se observa una deformación máxima del eje de 0.4 mm, bajo condiciones de operación del proceso de pirolisis, localizada en el lado frontal del eje. Esto representa un valor bastante aceptable de deformación, puesto que geoméricamente no interfiere con la base del gasificador debido a que el agitador se ubica a 100 mm sobre la base. Como se mencionó anteriormente, los esfuerzos sobre este componente no superan el límite de fluencia, ni el límite elástico de 1600 *Mpa*, por lo tanto, la deformación también es elástica.





**Figura 3.18 Deformaciones sobre el eje a 400°C**

Fuente: Elaboración propia

### 3.3 Comparación de resultados: teórico vs simulado

Para esta sección, se calculó el BIAS con los resultados teóricos y simulados obtenidos con la carga de diseño. Este se calculó utilizando la ecuación 68.

$$BIAS = V_t - V_s \text{ ec 67}$$

Donde:

$V_t$ : Valor teórico

$V_s$ : Valor simulado

Este valor, servirá posteriormente para el cálculo de los esfuerzos térmicos teóricos.

Adicional, se realizó una hoja de cálculo en Excel que permitió determinar el esfuerzo de Von Mises máximo, al variar el valor de carga. Esta se muestra en la sección de anexos. Se evaluó el modelo con valores desde 10 N hasta 300 N, y los resultados de esfuerzos se compararon con los resultados de esfuerzos máximos que se calculó en el software de simulación.

Para ello, se utilizó la ecuación 69 para hallar el BIAS del modelo, y determinar el posible error sistemáticos del modelo.

$$BIAS_{modelo} = \frac{\sum V_t - V_s}{N} \quad \text{ec 68}$$

Donde:

$N$ : numero de simulaciones

### 3.3.1 Análisis estático de la paleta

Conociendo el valor teórico y simulado del esfuerzo máximo sobre la paleta, las cuales son:

$$\sigma'_{Teorico} = 18.67 \text{ MPa}$$

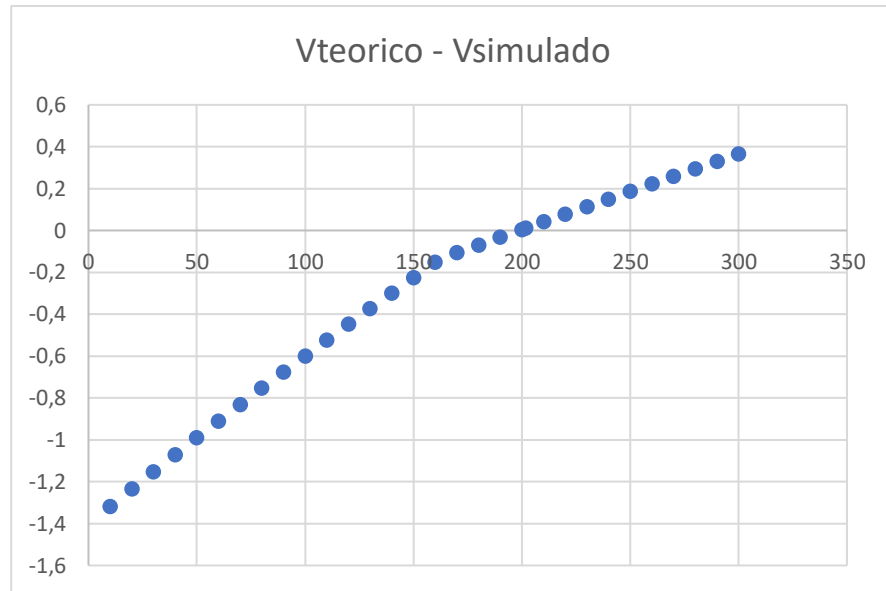
$$\sigma'_{Simulado} = 18.57 \text{ MPa}$$

Bajo las condiciones de operación de diseño, se calculó el BIAS utilizando la ecuación 68, este resultó:

$$BIAS = 0.10 \text{ MPa}$$

Esta diferencia se considera aceptable bajo estándares internacionales. Sin embargo, se justifica, debido a la idealización de la superficie de contacto entre la paleta y el eje. Esto se debe a que se asumió como recta para el análisis teórico, mientras a que, en el modelo real, esta superficie es curva.

Para el análisis del modelo, se compararon 31 valores de esfuerzos teóricos y simulados. Estos datos, se graficaron en una curva que muestra el comportamiento de los resultados del software de diseño, enfrentando al mismo modelo a distintas cargas. Esta grafica se muestra en la Figura 3.19.



**Figura 3.19 Grafica Teórico - Simulado vs Carga en la paleta**

Elaboración propia.

En la figura 3.17 se observa que, para cargas bajas, el error entre valor teórico y simulado varía considerablemente. Algo similar ocurre para muy altas cargas. Este comportamiento nos indica el modelo es sensible a la temperatura teniendo un rango de confianza para la carga a la cual va a estar sometida la paleta. De esta gráfica, se obtiene que el valor de carga con el que se obtiene menor error es de un valor aproximado a 200 N.

Se cálculo del BIAS general del modelo utilizando la ecuación 69, el cual resultó:

$$BIAS_{modelo} = 0.3140 MPa$$

Además, se calculó el RMSE utilizando la ecuación 70:

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum(V_t - V_s)^2}{N}} \quad \text{ec 69}$$

La cual resulto un valor de:

$$RMSE = 1.74$$

En términos generales el bajo valor de RMSE en el rango de confianza nos demuestra que el modelo presenta una precisión aceptable con el análisis teórico.

### 3.3.2 Análisis estático del eje

Conociendo el valor teórico y simulado del esfuerzo máximo sobre el eje, los cuales son:

$$\sigma'_{Teorico} = 13.13 \text{ MPa}$$

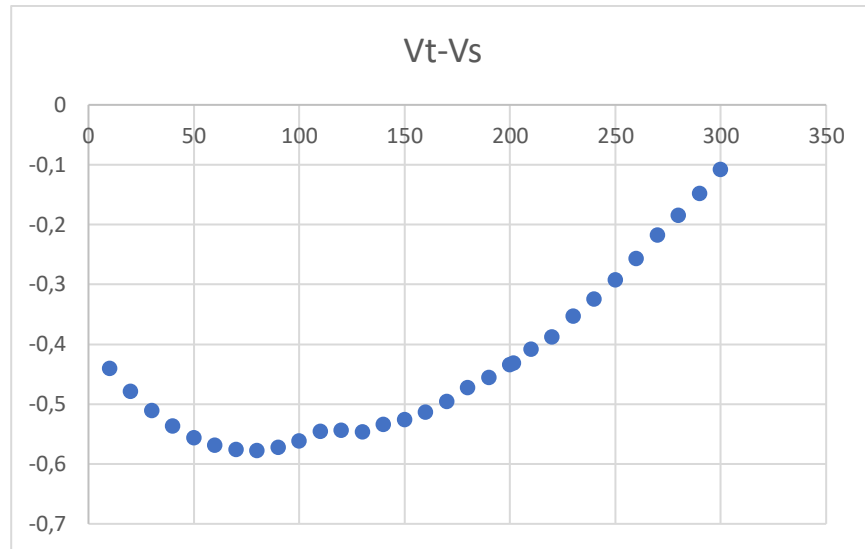
$$\sigma'_{Simulado} = 13.57 \text{ MPa}$$

Bajo las condiciones de operación de diseño, se calculó el BIAS utilizando la ecuación 68, este resultó:

$$\mathbf{BIAS = 0.431 \text{ Mpa}}$$

El valor obtenido del BIAS es bajo e indica una sobre estimación en el cálculo de presión, sin embargo, no considera la limitación del software de diseño, que no permitió colocar una carga de momento sobre el plano de la superficie circular del eje. Sin embargo, los resultados obtenidos son bastante cercanos, y pueden considerarse como confiables, derivado a que la fuerza es de baja magnitud y en la práctica no influirá en el resultado final.

Para el análisis del modelo, se compararon 31 valores de esfuerzos teóricos y simulados, frente a los distintos valores de cargas. Estos fueron graficados en la curva que se muestra en la Figura 3.20.



**Figura 3.20 Grafica Teórico - Simulado vs Carga en el eje**

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 3.18 se observa un comportamiento cuadrático cuyo punto en donde el error es más elevado, se encuentra con una carga aproximada de 70 N. Se observa además de que, a altas cargas, el error va disminuyendo.

Se calculó del BIAS general del modelo, el cual resultó:

$$BIAS_{modelo} = 0.437 MPa$$

Además, se calculó el RMSE, el cual resulto un valor de:

$$RMSE = 2.435$$

Se observa en el valor del RMSE que el modelo presenta una menor precisión en lo relacionado a cargas.

### 3.4 Esfuerzos generados por temperatura

Debido a que no se conoce un método confiable de calcular los esfuerzos generados por las elevadas temperaturas, se utilizó los valores obtenidos en la simulación y el error del modelo BIAS para determinar los esfuerzos de manera teórica. Para ello, se asumió de

que el error del modelo sin temperatura es el mismo que el error del modelo considerando la temperatura de operación. Es decir:

$$BIAS_{\text{modelo con temperatura}} = BIAS_{\text{modelo sin temperatura}} = BIAS_{\text{modelo}}$$

### 3.4.1 Esfuerzos provocados por la temperatura en las paletas

Conociendo el esfuerzo de Von Mises máximo simulado en la paleta considerando temperaturas:

$$\sigma'_{\text{simulado}} = 964 \text{ MPa}$$

Y obtenido el error del modelo para dicha configuración de cargas, con un valor de:

$$BIAS_{\text{modelo}} = 0.10$$

Se utilizó la ecuación 68 y se calculó el esfuerzo de Von Mises máximo teórico para el modelo, el cual resultó:

$$\sigma'_{\text{teorico}} = 964.1 \text{ MPa}$$

Finalmente, se calculó el factor de seguridad teórico de las paletas comparando el esfuerzo de Von Mises con el esfuerzo de fluencia del material, por lo que se obtuvo un valor de:

$$N = 1.71$$

Siendo este un valor aceptable que nos garantiza de que las paletas no fallaran con un factor de seguridad de 1.71.

### 3.4.2 Esfuerzos provocados por la temperatura en el eje

Conociendo el esfuerzo de Von Mises máximo simulado en el eje, considerando temperaturas:

$$\sigma'_{\text{simulado}} = 1158 \text{ MPa}$$

Y con el error del modelo para dicha configuración de cargas:

$$BIAS_{modelo} = 0.43 \text{ MPa}$$

Se calculó el esfuerzo de Von Mises máximo teórico para el modelo, el cual resultó:

$$\sigma'_{Teorico} = 1158.43 \text{ MPa}$$

De la misma manera, se calculó el factor de seguridad del eje, comparando el esfuerzo de Von Mises con el esfuerzo de fluencia, dando un resultado de:

$$N = 1.47$$

Este valor se considera aun aceptable para concluir que el diseño no fallara estáticamente.

### 3.5 Análisis de costos

Para llevar a cabo el proyecto, se requieren adquirir los equipos y materiales que se listan en la tabla 3.1. Estos elementos se cotizaron en diferentes locales comerciales, y los precios pueden variar entre proveedores, por lo tanto, se recomienda tomar estos valores como referenciales. Las cotizaciones de los diferentes componentes del diseño se muestran en la sección ANEXOS.

**Tabla 3.1 Tabla de precios cotizados para la implementación**

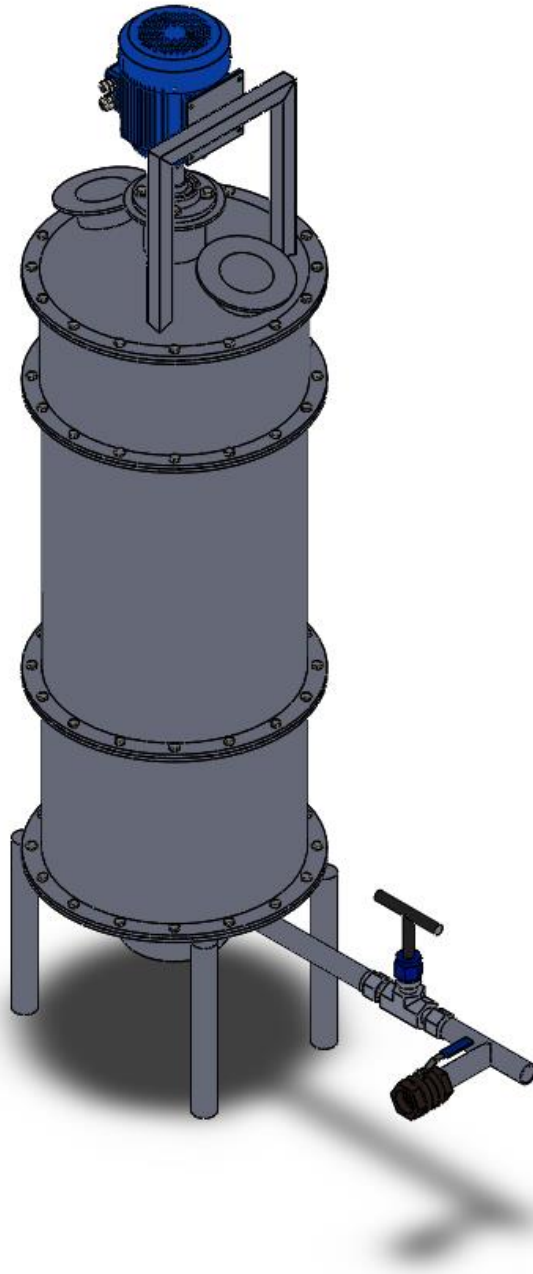
<b>Cantidad</b>	<b>Descripción</b>	<b>Costo unitario</b>	<b>Total</b>
1	Acero W302 Ø45,8mmx1,60m	243,24	243,24
1	Motor trifásico bridado 0.5HP 1800RPM 220/380/440V FR 71 PAM 14/160	122,09	122,09
1	Conv. De frecuencia VFD004323A. 0.5HP 220V	221,41	221,41
2	Chumacera Red. 45mm NTN 209D1	65,00	130,00
2	Cara acople LOVEJOY L-100 7/16"	40,48	80,96
1	Cauchos LOVEJOY L-099/100	31,28	31,28
		<b>Subtotal</b>	828,98
		<b>%IVA</b>	99,4776
		<b>Total USD</b>	928,46

Fuente: Elaboración propia

Debido a que el proyecto está considerado para realizar pruebas en el CDTs, el cálculo de indicadores de rentabilidad, o un análisis de costo-beneficio no es necesario para este proyecto. Esto, debido a que el gas producto del equipo, se utilizara para pruebas y análisis, mas no para generar ganancias y por lo tanto no es posible determinar una viabilidad.

En la Figura 3.21 se muestra una vista general del gasificador con las partes que se listan en la tabla 3.1





**Figura 3.21 Vista general del gasificador adaptado**

Elaboración propia.

## **3.6 Mantenimiento**

### **3.6.1 Consideraciones previas**

El mantenimiento y puesta en marcha del equipo debe ser realizado únicamente por personal calificado o especializado.

- El equipo debe estar apagado y completamente detenido al momento de dar mantenimiento. Se recomienda bloquear el interruptor de encendido del motor al momento del mantenimiento.
- Riesgo eléctrico y mecánico existe al operar o dar mantenimiento al equipo. Se recomienda tomar las precauciones correspondientes y utilizar los equipos de protección personal necesarios.

### **3.6.2 Uso designado**

- El sistema de agitación está designado para remover constantemente la biomasa dentro del reactor.

### **3.6.3 Condiciones técnicas**

Si el equipo se encuentra operando en condiciones defectuosas, la seguridad del personal, y funcionalidad del equipo se verá comprometidas. Se recomienda:

- Nunca operar el equipo mientras no se encuentre en condiciones técnicas apropiadas.
- Siempre seguir con el plan de mantenimiento.
- No realice modificaciones o cambios al equipo sin consulta previa.

### **3.6.4 Plan de mantenimiento**

Se recomienda seguir con el plan de mantenimiento, limpieza e inspección con la finalidad de aumentar la vida útil del equipo. Las inspecciones son necesarias para determinar anomalías de manera anticipada, antes de que el equipo falle en servicio. Es necesario que el equipo se encuentre completamente detenido para realizar cualquiera de estas actividades de mantenimiento. En la tabla 3.2 se listan las actividades a seguir.

**Tabla 3.2 Actividades de mantenimiento del sistema de agitación**

<b>intervalo</b>	<b>Componente</b>	<b>Duración</b>	<b>Medida</b>
Mensual	Aspas	-	Limpieza de aspas
Trimestral	Motor eléctrico	-	Revisión de vibraciones
			Revisión de sonido
Trimestral	Chumacera	-	Revisión de chumaceras
Trimestral	Carcasa	-	Revisión de fuga de alimento
Trimestral	Tuberías	-	Revisión de fuga de aire

Fuente: Elaboración propia

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES

Se ha determinado las modificaciones técnicas y operativas necesarias para que la unidad de gasificación pueda operar en el régimen de pirolisis por medio del diseño de elementos complementarios

La implementación del sistema de agitación permite que el flujo de gas fluya de forma turbulenta dentro del tanque, permitiendo que la biomasa se combusione de forma más homogénea, y por ende mejorando la calidad de producto del proceso de pirolisis.

Cabe mencionar, que para la operación de la unidad como gasificador se deberá tomar en cuenta el desmontaje del elemento de agitación, ya que el rango de temperatura en gasificación se encuentra dentro de los límites de fluencia del acero H13.

Dentro de esta perspectiva podemos decir, que el sistema de agitación fue diseñado para trabajar en condiciones de operación del proceso de pirolisis, en donde la temperatura de la cámara es más baja. Esto con la finalidad de que el diseño se pueda manufacturar localmente, sin la necesidad de importar materiales con mejores propiedades térmicas, la cual es una especificación técnica del cliente.

Es importante acotar, si existiera la necesidad de instalar un sistema de agitación en el proceso de gasificación, se deberá adquirir un material de exportación, que soporte la temperatura de operación del proceso.

Se determino que, para un óptimo proceso de agitación, las dimensiones de la paleta deben ser de 10575x10 mm, con un eje de dimensiones  $\text{Ø}45 \times 1545$  mm, con una velocidad de operación de 30 RPM.

Los máximos esfuerzos de Von Mises generados sobre las paletas y el eje resultaron en  $964.1 \text{ MPa}$  y  $1148.53 \text{ MPa}$  respectivamente, valores que no exceden el limite de fluencia, resultando en factores de seguridad que aseguran la correcta operación del equipo.

El sistema de tuberías y válvulas permite cortar o controlar el flujo de aire que ingresa al gasificador, esto, manteniendo el blower en funcionamiento continuo sin tener que apagarlo. De esta manera, se puede llevar un control de suministro de aire, que permite determinar la cantidad de fluido requerido para llevar a cabo exitosamente el proceso de pirolisis para varios tipos de biomasa.

La implementación de un variador de frecuencia permite al usuario cambiar la velocidad de giro del agitador para los distintos tipos de biomasa que se puedan introducir al reactor. El equipo está diseñado para operar a velocidades desde 0 hasta 30 RPM, según la densidad o granulometría de la materia que se requiera realizar pruebas.

## **5. RECOMENDACIONES**

Al tener un equipo que maneja muchas variables que afectan la calidad del gas producto sería una ventaja en el equipo contar con medidores para de esta forma encontrar y controlar dichas variables para obtener el mejor gas producto con el nuevo diseño.

Con la implementación de un agitador se debería cambiar la cementación del gasificador con el fin de disminuir el nivel de vibración.

Para toda operación que se vaya a realizar en el gasificador se debe tomar en cuenta el manual de mantenimiento, para disminuir algún tipo de anomalía antes, durante y después del proceso de producción de gas producto.

# BIBLIOGRAFÍA

## BIBLIOGRAFÍA

- Adamcik, M. (2012). Design of phosphate fertilizer mixer. Brno, República Checa.
- ANSI-ASME. (s.f.). *Machine design*.
- Barriga Rivera, A., Delgado Plaza, E., Guevara Sáenz de Viteri, J., Peralta Jaramillo, J., Naranjo Valencia, M., & Villalta Delgado, K. (2014). *Introducción al Estudio de Fuentes Renovables de Energía* (1ra ed.). Iniciativa Latinoamericana de Libros de Texto Abiertos (LATIn). Recuperado el 22 de Octubre de 2017
- Basur, P. (2010). *Biomass gasification and pyrolysis*. Oxford: Elsevier.
- Blahoslav , P. (s.f.). Teorie stavebních strojů.
- Blanco, F., & Mendiola, J. (Noviembre 14 a 16, 2012). Sistema de Inyección para Geotecnia. *XXVI Reunión Nacional de Mecánica de Suelos*, 5. Recuperado el 10 de Febrero de 2018
- Blodgett, O. (1963). *Design of weldments*. Cleveland.
- Bohórquez, T. M. (2015). *Diseño de un Equipo Experimental de Flujo Ascendente (Updraft) para Gasificación Térmica de Residuos de Biomasa agroindustrial*. Tesis previo a la obtención del Título, Escuela Superior Politecnica del Litoral, Facultad en Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción, Guayaquil.
- Castillo Uribe, V. (2013). *DISEÑO Y CÁLCULO DE UN AGITADOR DE FLUIDOS*. Universidad del Bío Bío, Departamento de Ingeniería Mecánica. Chile: Red de bibliotecas. Recuperado el 22 de 10 de 2017
- Cenguel, Y. (2006). *Mecánica de fluidos*. Mexico Df: McGraw Hill Interamericana.
- Echeverría Cruz, M. A., & López Mena, O. A. (2010). *Caracterización energética de la cascarilla de arroz para su aplicación en la generación de energía termoeléctrica*. Proyecto previa a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, Escuela Politécnica Nacional , Facultad de Ingeniería Mecánica, Quito. Recuperado el 17 de Octubre de 2017
- Erazo Soria, P. F., Vizuet Benítez, R. J., & Vargas T., J. (2011). *Diseño y construcción de una mezcladora industrial para la elaboración de vino de frutas con capacidad de 2000 Litros*. Previo a la obtención de título de Ingeniero, Escuela Politécnica Nacional, Facultad de Ingeniería Mecánica, Quito. Recuperado el 2018
- Estrada M., C. A. (26 de Octubre de 2017). *Proceso de gasificación de biomasa lignocelulósica en una planta industrial*. (C. A. Estrada M., Intérprete) Auditorio de Postgrados A, Guayaquil, Guayas, Ecuador.
- Guevara, C., & Pablo, M. (2016). *Diseño de un reactor de pirólisis experimental para pruebas de biomasa agroforestal*. Escuela Superior Politécnica del Litoral (ESPOL). Guayaquil : Tesis de pregrado.

- Lopez Mena, O. A., & Echeverria Cruz, M. A. (Mayo de 2010). CARACTERIZACIÓN ENERGÉTICA DE LA CASCARILLA DE ARROZ PARA SU APLICACIÓN EN LA GENERACIÓN DE ENERGÍA TERMOELÉCTRICA. *Escuela Politecnica Nacional*, 185. Recuperado el 17 de October de 2017, de <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/2058>
- Murugan, P., & Sekhar, S. j. (7 de Mayo de 2016). Transport CFD model for the gasification of rice husk using a downdraft gasifier. *ELSEVIER*, 8. Recuperado el 12 de Octubre de 2017
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de maquinas* (4th ed.). Mexico: Pearson Education.
- Rincón, S., Gómez, A., & Klose, W. (2011). *Gasificación de biomasa residual de procesamiento agroindustrial*. Iniciativa Latinoamericana de Libros de Texto Abiertos (LATIn), Iniciativa Latinoamericana de Libros de Texto Abiertos (LATIn). Bogota: Press. Recuperado el 14 de Octubre de 2017
- Standard, G. N. (1992). Agitators and baffles for agitator vessels; types, terms and main dimensions. 8.
- Susastriawan, A., Saptoadi, H., & Purnomo. (Marzo de 2017). Small-scale downdraft gasifier for biomass gasification. *Renewable & sustainable energy reviews*, 990. Recuperado el 15 de Octubre de 2017
- Uribe Ramírez, A. R., Rivera Aguilera, R., Aguilera Alvarado, A. F., & Murrieta Luna, E. (1 de Mayo de 2012). AGITACIÓN Y MEZCLADO. *Revista Enlace Químico*, IV, 9. Recuperado el 22 de Octubre de 2017
- Valverde G., A., Sarria L., B., & Monteagudo Y., J. P. (Diciembre de 2007). ANÁLISIS COMPARATIVO DE LAS CARACTERÍSTICAS FÍSICOQUÍMICAS DE LA CASCARILLA DE ARROZ. *Comparative analysis of the Physicochemical Characteristics of the rice husk.*, 255-260. Recuperado el 17 de October de 2017
- WEG. (s.f.). *e.catalog.weg.net*. Obtenido de e.catalog.weg.net:  
<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-w22-motor-trifasico-tecnico-mercado-latinoamericano-50024297-catalogo-espanol.pdf>









# Anexos

**TABLA A1: Diámetros y área de roscas nificadas de tornillos UNC y UNF**

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal	Serie gruesa-UNC			Serie fina-UNF		
		Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión $A_r$ , pulg <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , pulg <sup>2</sup>	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión $A_r$ , pulg <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , pulg <sup>2</sup>
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521



**TABLA A2: Especificaciones SAE para pernos de acero**

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ a $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
		33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ a 1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ a 1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

## **APÉNDICE A**

### **Fotografías**

a. Vista de gasificador (estado actual)



b. Alimentación manual de biomasa



c. Vista de depósito lleno del gasificador con biomasa



d. Vista de gasificador encendido



**APÉNDICE B**

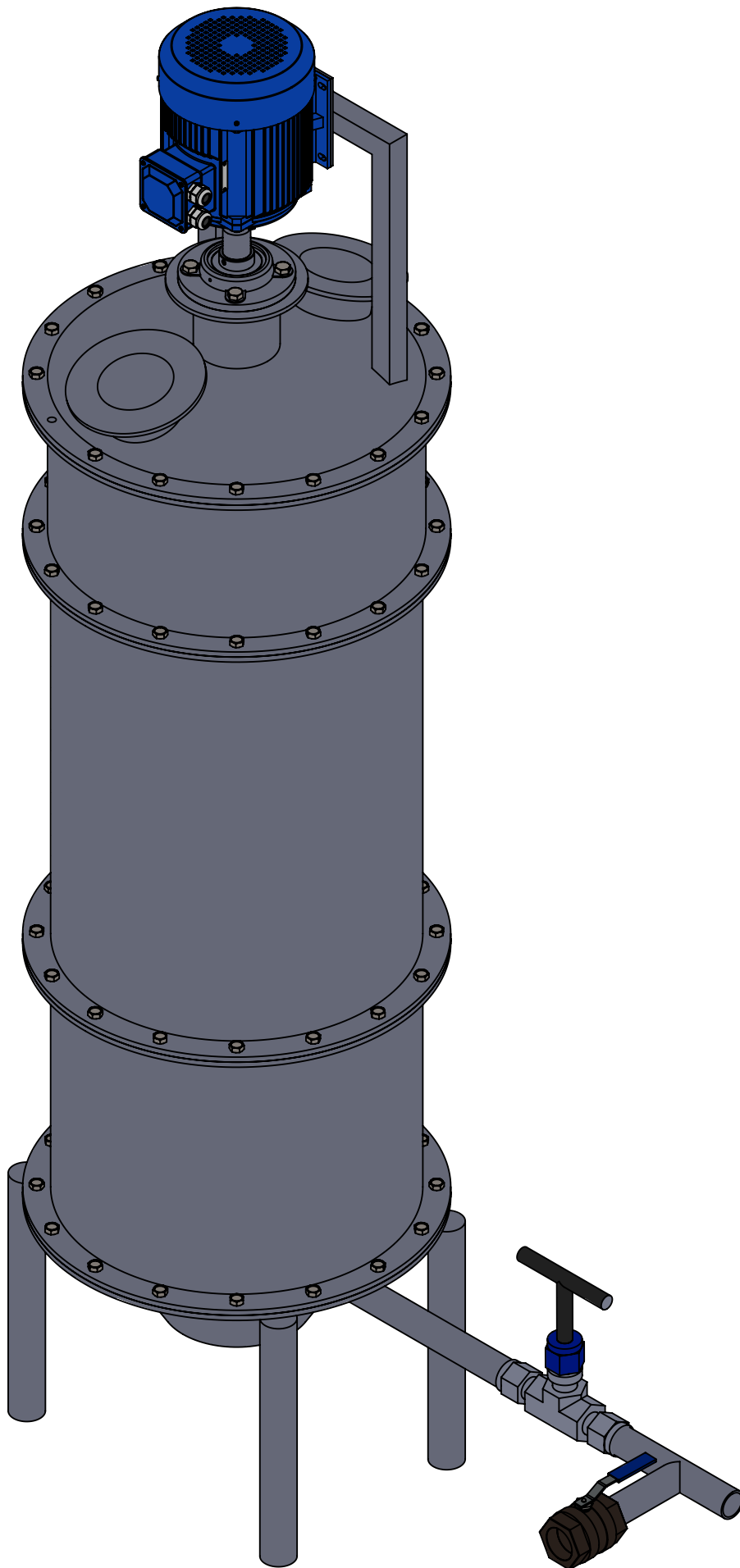
**CHECK LIST**


Check List				
Gasificador				
<b>Fecha:</b>				
<b>Responsable del análisis:</b> Jaime Layana/Danny Guzmán				
<b>Miembros de equipo:</b>				
N.º	<b>RESPUESTAS ESPERADAS</b>	<b>SI</b>	<b>NO</b>	<b>N/A</b>
<b>1.-</b>	<b><u>Equipos de protección personal</u></b>			
	¿Tiene puesto el mandil?			
	¿Se poseen gafas protectoras en buen estado?			
	¿Está usando zapatos punta de acero?			
	¿Los guantes están en buen estado?			
	¿Está usando casco de seguridad?			
<b>2.-</b>	<b><u>Enfoque experimental (Equipos y materiales)</u></b>			
	¿Tiene autorización del supervisor del equipo?			
	¿Presenta alguna medida de parada inmediata el equipo?			
	¿Los equipos de medición se encuentran encendidos?			
	¿El agitador está ensamblado al gasificador?			
	¿El agitador está en buen estado?			
	¿Es necesario implementar medidas especiales de precaución para reducir, controlar o mitigar los efectos de incendio o explosión? (Supresión, contención, arresta llamas, etc.)			
	¿Existe la posibilidad de generar un nivel de ruido que afecte el ambiente fuera del sitio o causar alguna molestia con los vecinos?			
	¿Existe algún permiso legal?			
<b>3.-</b>	<b><u>Actividades por realizar antes de la práctica</u></b>			
	¿Conoce el procedimiento para el encendido del equipo?			
	¿El equipo se encuentra apagado?			
	¿Tiene biomasa?, ¿Es suficiente la cantidad?			
	¿Tiene algún líquido inflamable?, ¿Es suficiente la cantidad?			
	¿Tiene alguna fuente para originar fuego?			
	¿Clasificó sus implementos necesarios para la práctica?			
	¿Organizo sus implementos para la práctica?			
	¿Se encuentra en orden el área donde realizará la práctica?			
	¿Existe el riesgo que cualquiera de los materiales utilizados produzca una detonación?			
	¿Están todas las reacciones químicas / reacciones en cadena posibles, completamente identificadas y entendidas?			

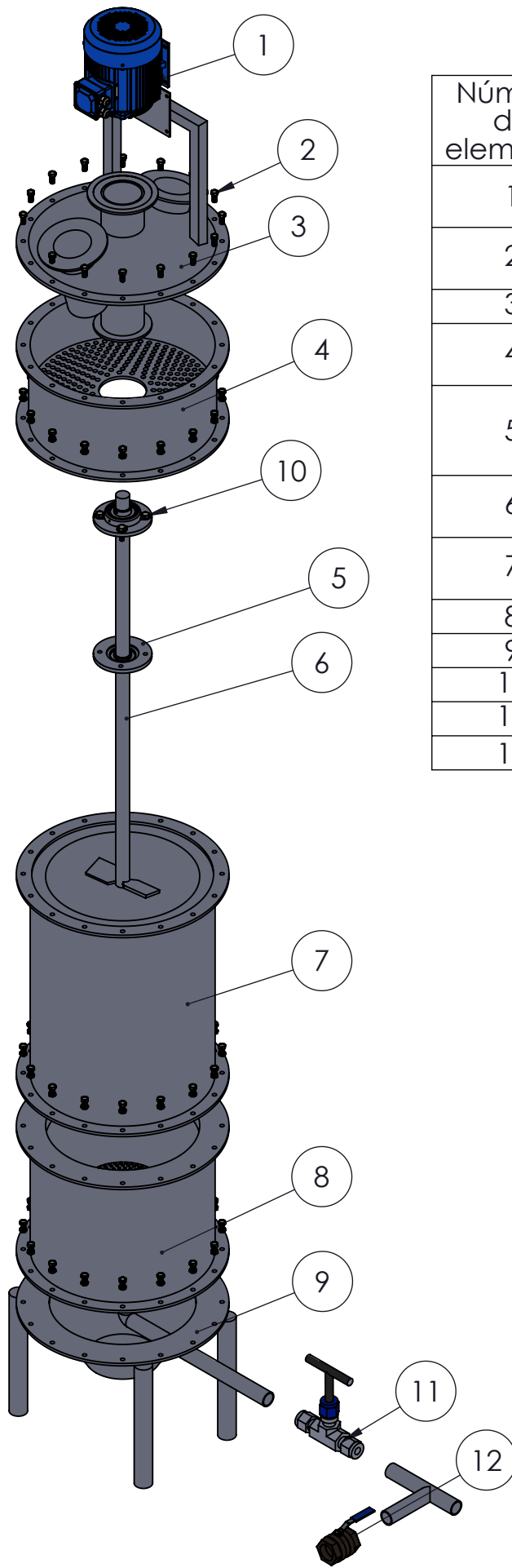
	¿Existe la posibilidad que ocurran reacciones químicas que liberen calor, gases u otros compuestos dentro de tuberías, filtros, etc.?			
	Los materiales que pueden descomponerse, ¿son conocidos y pueden manipularse en forma segura?			
<b>4.-</b>	<b><u>Actividades por realizar durante la práctica</u></b>			
	¿Conectó el equipo a la fuente de alimentación adecuada?			
	¿Se colocó biomasa hasta 1/3 de la cámara?			
	¿Introdujo algún líquido inflamable?			
	¿Conectó el blower en la entrada de suministración de aire?			
	¿Prendió el blower?, ¿Está conectado a la fuente de alimentación adecuada?			
	¿Alguna fuente de fuego fue puesta dentro del gasificador?			
	¿Prendió el agitador?			
	¿Ajustó a 30 rpm el sistema de agitación?			
	¿Selló las fuentes de alimentación luego de encender completamente el equipo?			
	¿Está operando a temperaturas inferiores a 400°C?			
	¿Está manteniendo en orden su área de trabajo?			
<b>5.-</b>	<b><u>Actividades por realizar después de la práctica</u></b>			
	¿Se apagaron y desconectaron los equipos?			
	¿Se almacenó los productos en un lugar seguro?			
	¿Existe posibilidad de liberación de vapores, gases o polvos?			
	¿Habrá generación de desechos sólidos / efluentes ó emisión de gases?			
	¿Habrá un impacto en las instalaciones para el manejo de desperdicios causados por las nuevas liberaciones?			
	¿Son los materiales generados, miscibles / inmiscibles en agua?			
	¿Dejo en orden el área de trabajo?			
	<b>Observaciones</b>			
	Nota:			
	S: Si			
	N: No			
	N/A: No aplica			

**APÉNDICE C**  
**PLANOS ESQUEMÁTICOS**



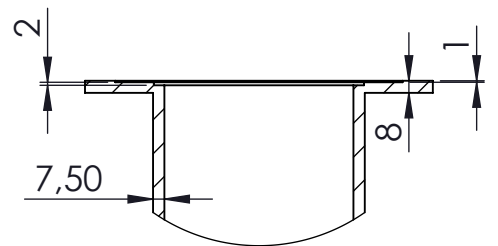
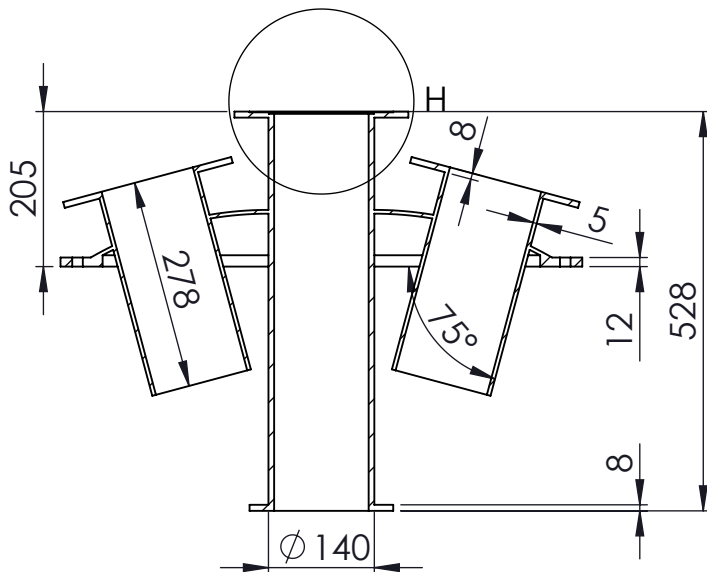
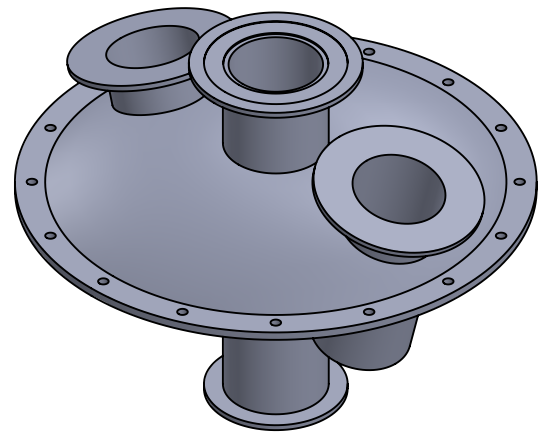
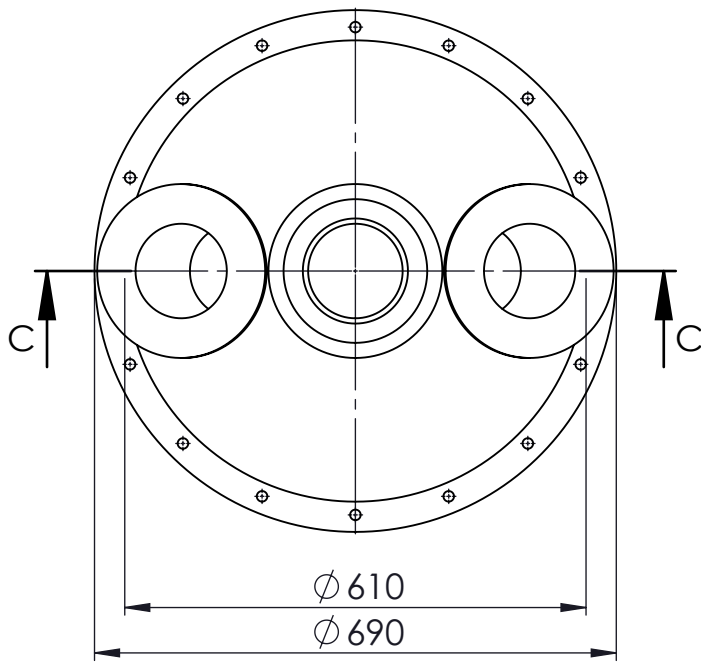


	Dib. por:	Nombre:	Fecha:	<b>ESPOL</b>
	Apr. por:	Guzmán, Layana	14/01/2018	
	Título:	Ph.D Juan Manuel Peralta	10/02/2018	
Escala: <div style="font-size: 2em; font-weight: bold;">1:10</div>	GASIFICADOR			No. <div style="font-size: 2em; font-weight: bold;">1</div>



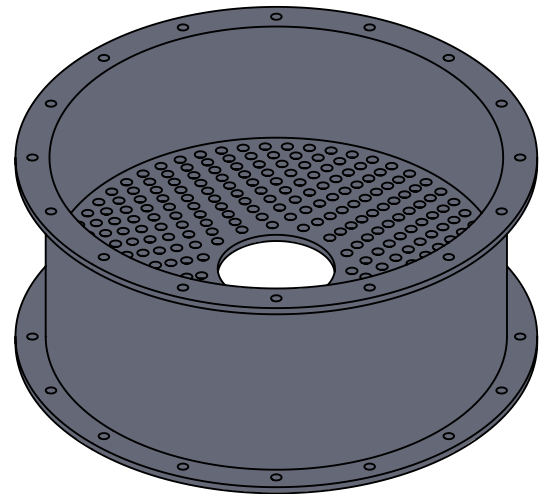
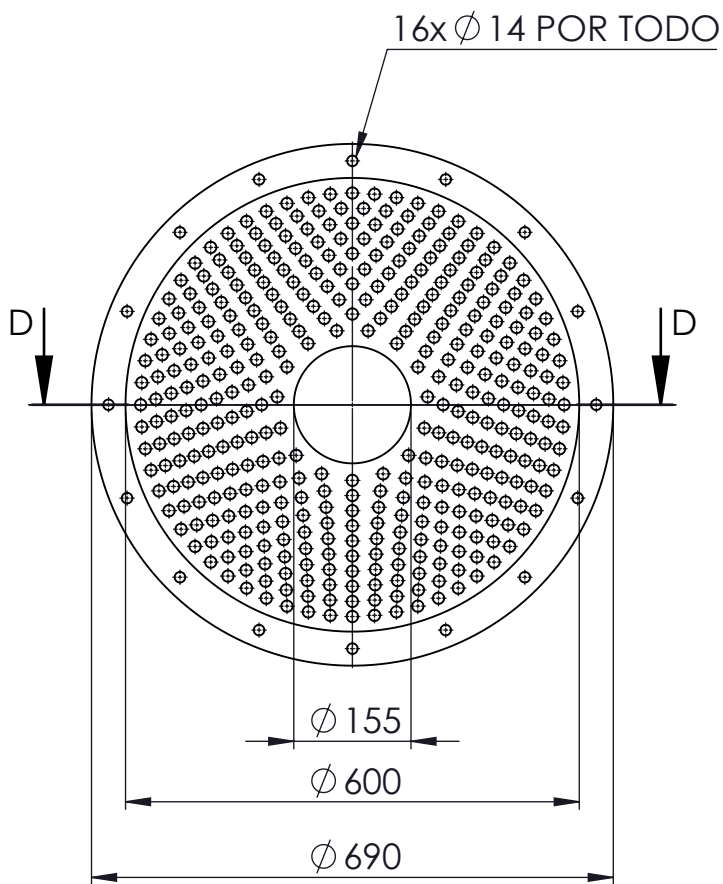
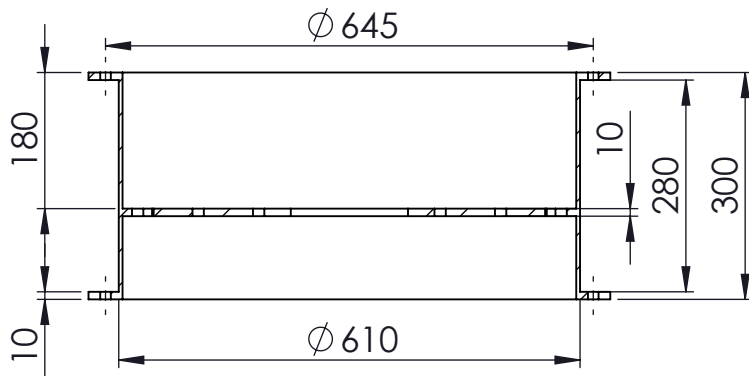
Número de elemento	Elemento	Cantidad
1	Motor de base cuadrada de 0.5 HP	1
2	Perno y tuerca M14	64
3	Tapa gasificador	1
4	Gasificador parte superior	1
5	Chumacera Red 45 mm NTN 209D1 6809	2
6	Agitador de palas planas inclinadas	1
7	Gasificador parte intermedia	1
8	Cámara	1
9	Cenicero	1
10	Perno y tuerca 1/2"	8
11	Válvula de aguja	1
12	Válvula de bola	1


	Dib. por:	Nombre:	Fecha:	<b>ESPOL</b>
	Apr. por:	Guzmán, Layana	10/02/2018	
Escala:	Título:	Ph.D Juan Manuel Peralta	10/02/2018	No.
1:20	Gasificador			2

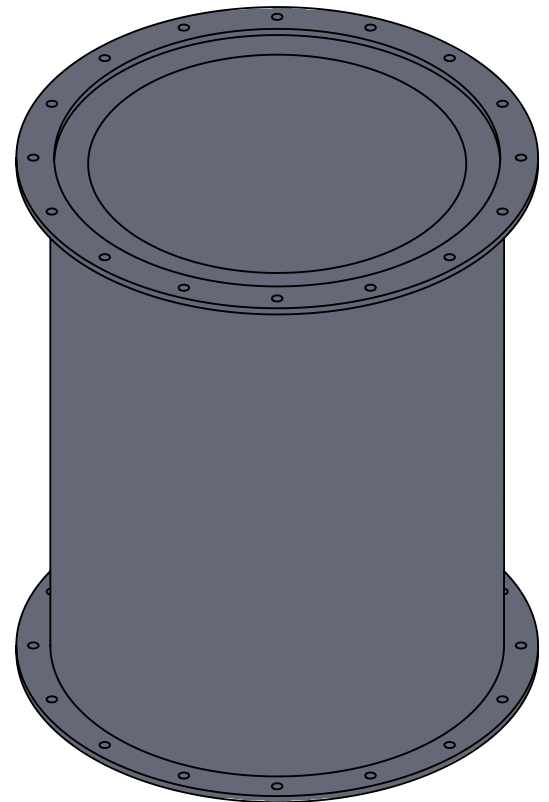
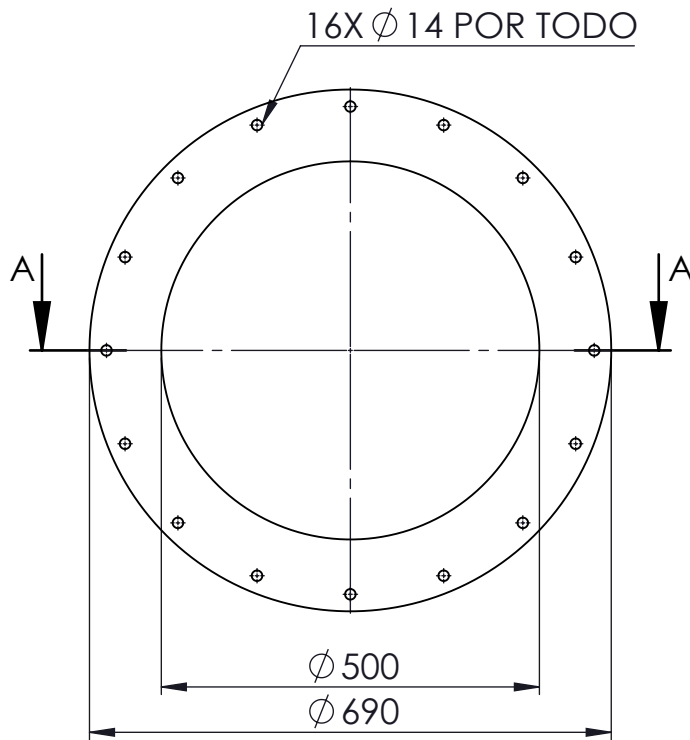
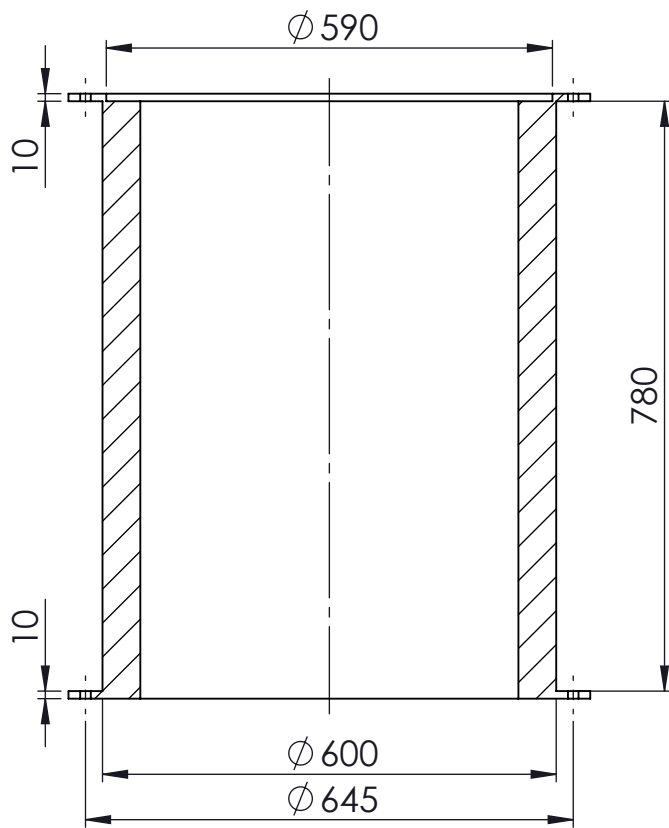



DETALLE H  
ESCALA 1 : 5

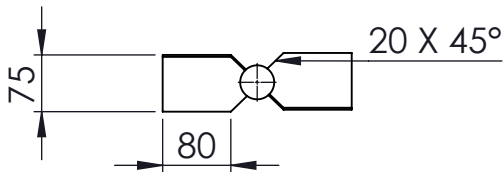
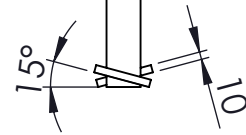
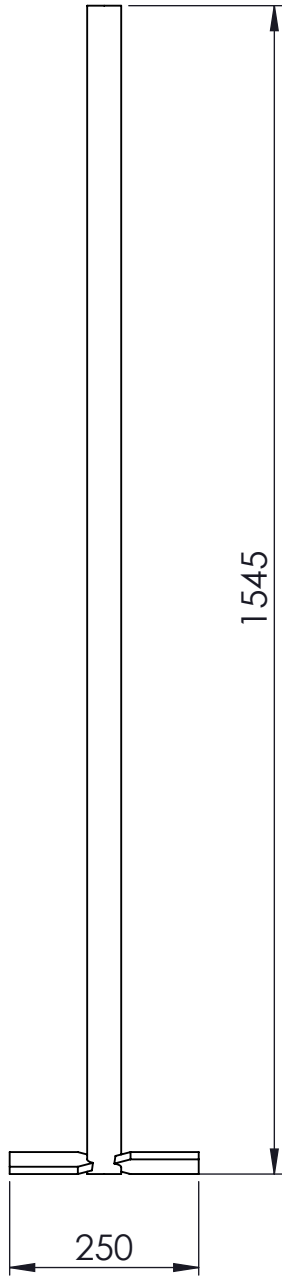
	Dib. por:	Nombre:	Fecha:	<b>ESPOL</b>
	Apr. por:	Guzmán, Layana	14/01/2018	
Escala:	Título:	Ph.D Juan Manuel Peralta	10/02/2018	No.
1:10	TAPA GASIFICADOR			3

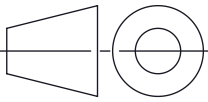


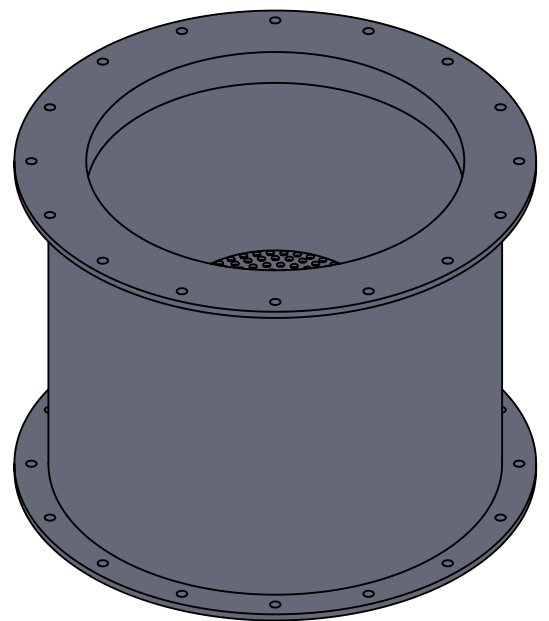
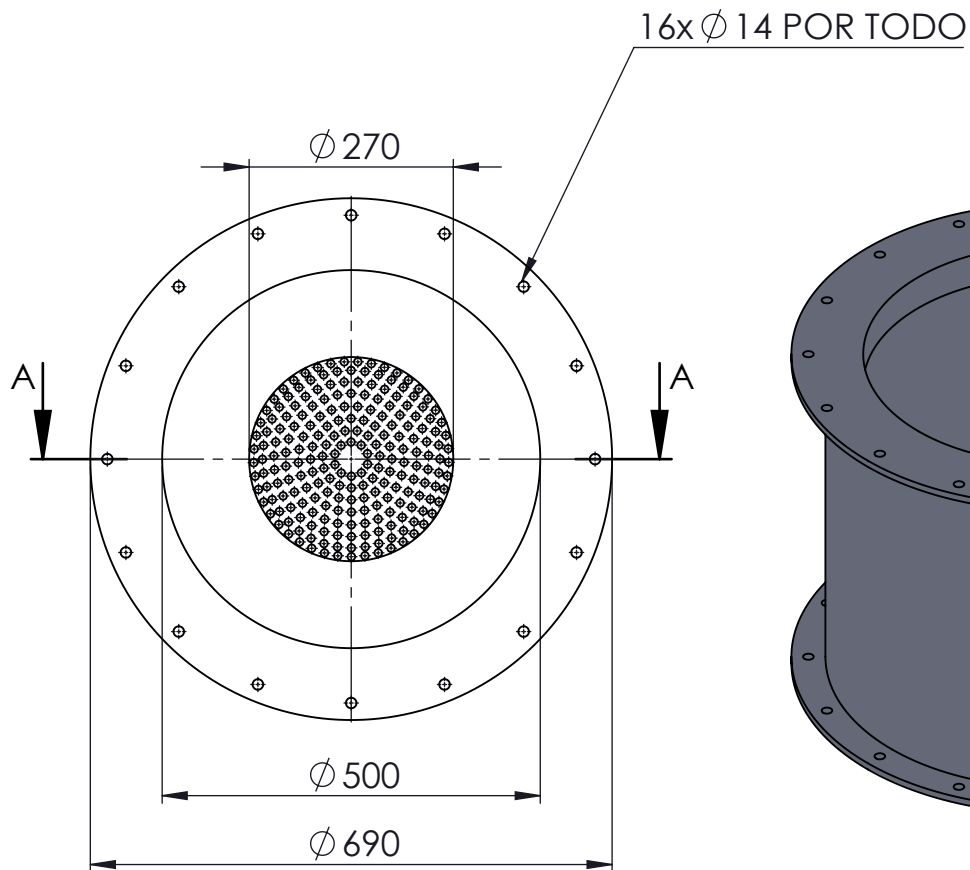
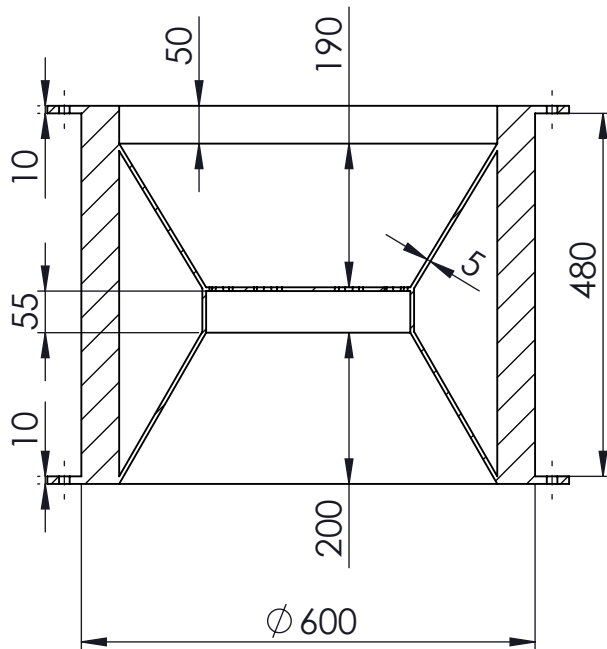
	Dib. por:	Nombre:	Fecha:	<b>ESPOL</b>
	Apr. por:	Guzmán, Layana	14/01/2018	
Escala:	Título:	Ph.D Juan Manuel Peralta	10/02/2018	No.
1:10	<b>GASIFICADOR SUPERIOR</b>			4




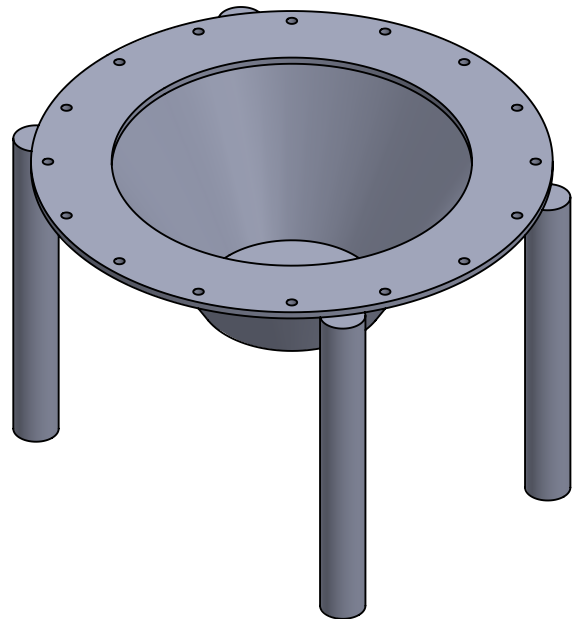
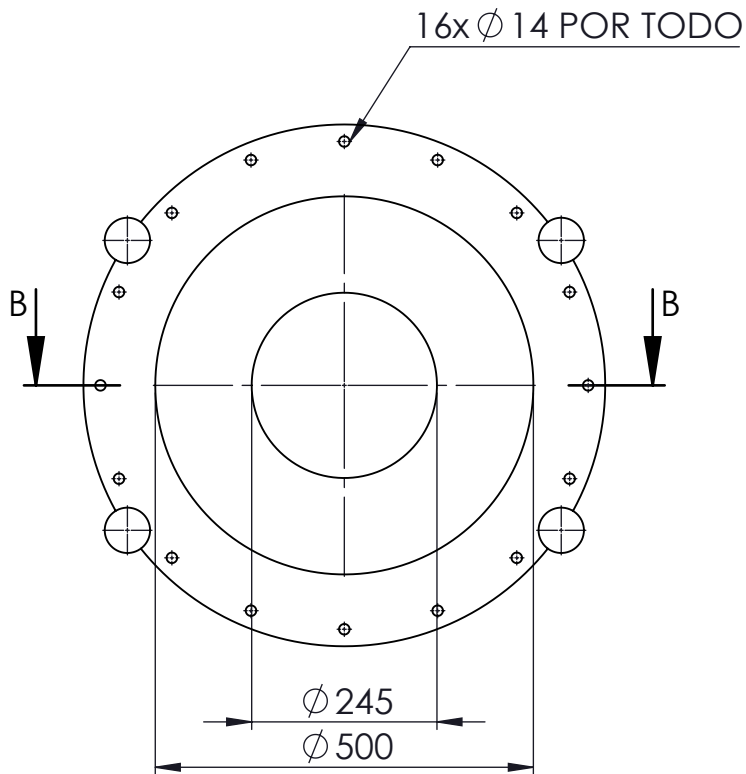
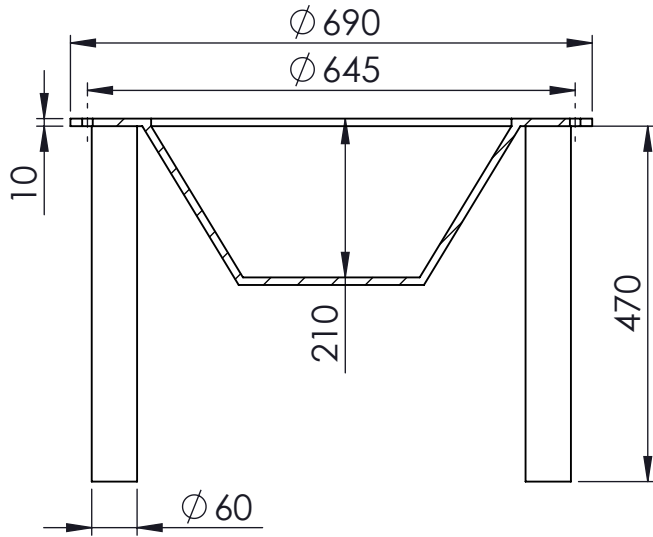
	Dib. por:	Nombre:	Fecha:	<b>ESPOL</b>
	Apr. por:	Guzmán, Layana	14/01/2018	
Escala:	Título:	Ph.D Juan Manuel Peralta	10/02/2018	No.
<b>1:10</b>	<b>Gasificador intermedio</b>			<b>5</b>




	Dib. por:	Nombre:	Fecha:	<b>ESPOL</b>
	Apr. por:	Guzmán, Layana	14/01/2018	
Escala:	Título:	Ph.D Juan Manuel Peralta	10/02/2018	No.
<b>1:10</b>	<b>AGITADOR</b>			<b>6</b>



	Dib. por:	Nombre:	Fecha:	<b>ESPOL</b>
	Apr. por:	Guzmán, Layana	14/01/2018	
Escala:	Título:	Ph.D Juan Manuel Peralta	10/02/2018	No.
<b>1:10</b>	<b>CÁMARA</b>			<b>7</b>



	Dib. por:	Nombre:	Fecha:	<b>ESPOL</b>
	Apr. por:	Guzmán, Layana	14/01/2018	
Escala:	Título:	Ph.D Juan Manuel Peralta	10/02/2018	No.
1:10	<b>CENICERO</b>			8