

CAPÍTULO 5

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO

A fin de optimizar el proceso de biodegradación, se considera la variable temperatura como uno de los principales factores de operación dentro de un biodigestor. Al mantener la temperatura en el rango mesofílico, y dentro de éste entre 30 °C y 45 °C, se puede optimizar la biodegradación. En este proyecto se utilizará como parte del sustrato desechos vegetales, por tanto no se puede trabajar en el rango de operación termofílico debido a que el desecho vegetal se degrada lentamente y el crecimiento de las bacterias es lento, consecuentemente el calor generado durante la biodegradación es muy limitado³⁴. No obstante, el tiempo de retención debe ser suficiente para asegurar un bioabono estabilizado y libre de patógenos (30 - 40 días). Con estas suposiciones se procede a realizar el diseño de los componentes del prototipo.

5.1. DISEÑO DEL PROTOTIPO

Se han estudiado diferentes modelos que cumplen con el objetivo de este proyecto, a continuación se detallan tres de ellos.

MODELO A

BIORREACTOR CALENTADO MEDIANTE COLECTORES SOLARES

Este modelo se caracteriza porque el biorreactor se sumergirá dentro de un recipiente en el que circula agua caliente que proviene de colectores solares, obteniéndose así la temperatura que se necesita para la degradación del sustrato. En este arreglo el biorreactor estará envuelto por una camisa por la que circulará agua caliente y la cual transfiere calor al sustrato. Como se observa en la Figura 5.1.

³⁴ CARRASCO, F. Valor citado en la asignatura de Energías no convencionales. Cap. Construcción de Biodigestores. 2003.

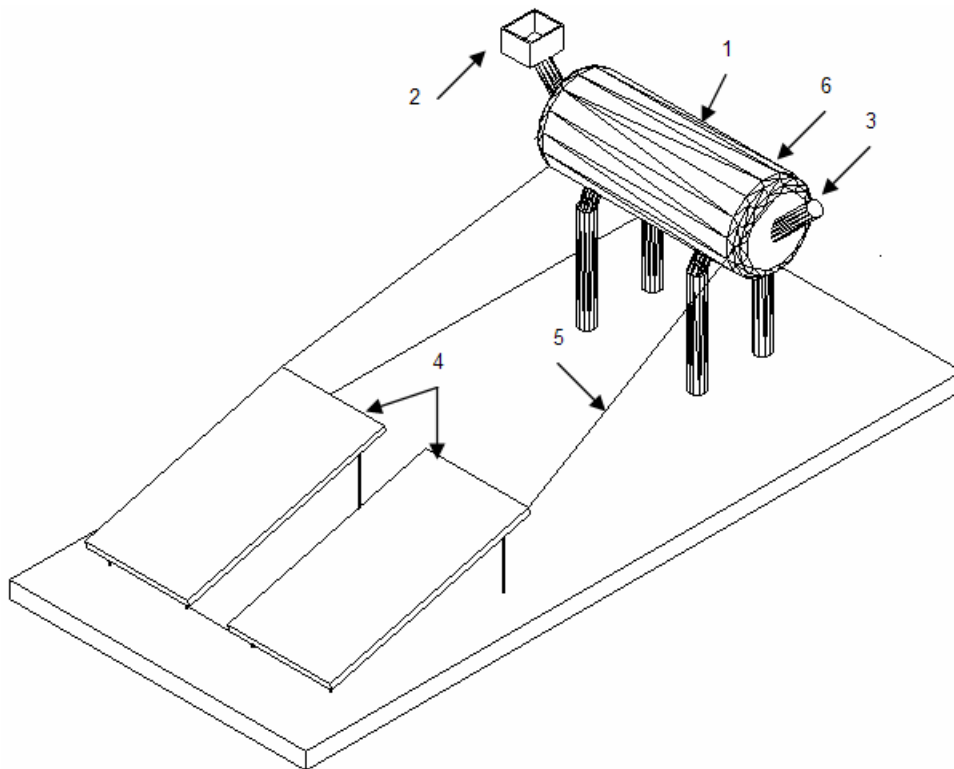


Figura 5.1. Biorreactor calentado mediante colectores solares.

Componentes:

1. Biorreactor.
2. Tanque de carga del biorreactor.
3. Descarga del biorreactor.
4. Colectores solares para calentamiento de agua.
5. Tuberías de circulación de agua.
6. Intercambiador de calor.

Ventajas

- Este modelo es un sistema autónomo.
- El calentamiento de agua toma en cuenta tanto la radiación difusa como la radiación directa, por lo que funcionaría cualquier día del año.
- A más de brindar agua caliente sirve como sistema de calentamiento para el biorreactor. El biogás generado, a su vez serviría como un combustible para un sistema auxiliar de calentamiento de agua o para ser utilizado para cocción de alimentos.

- Proporciona suficiente calor para mantener el biorreactor en el rango mesofílico que es con el que se va a trabajar.
- No requiere ser cubierto en las noches y tampoco cuando llueva.

Desventajas

- El costo de materiales y de construcción es elevado.
- Difícil de transportar.

MODELO B

BIORREACTOR CALENTADO MEDIANTE UN CONCENTRADOR SOLAR.

Este modelo se caracteriza porque el biorreactor es calentado por un concentrador solar el cual se encuentra debajo del tanque del biorreactor. Como se observa en la Figura 5.2.

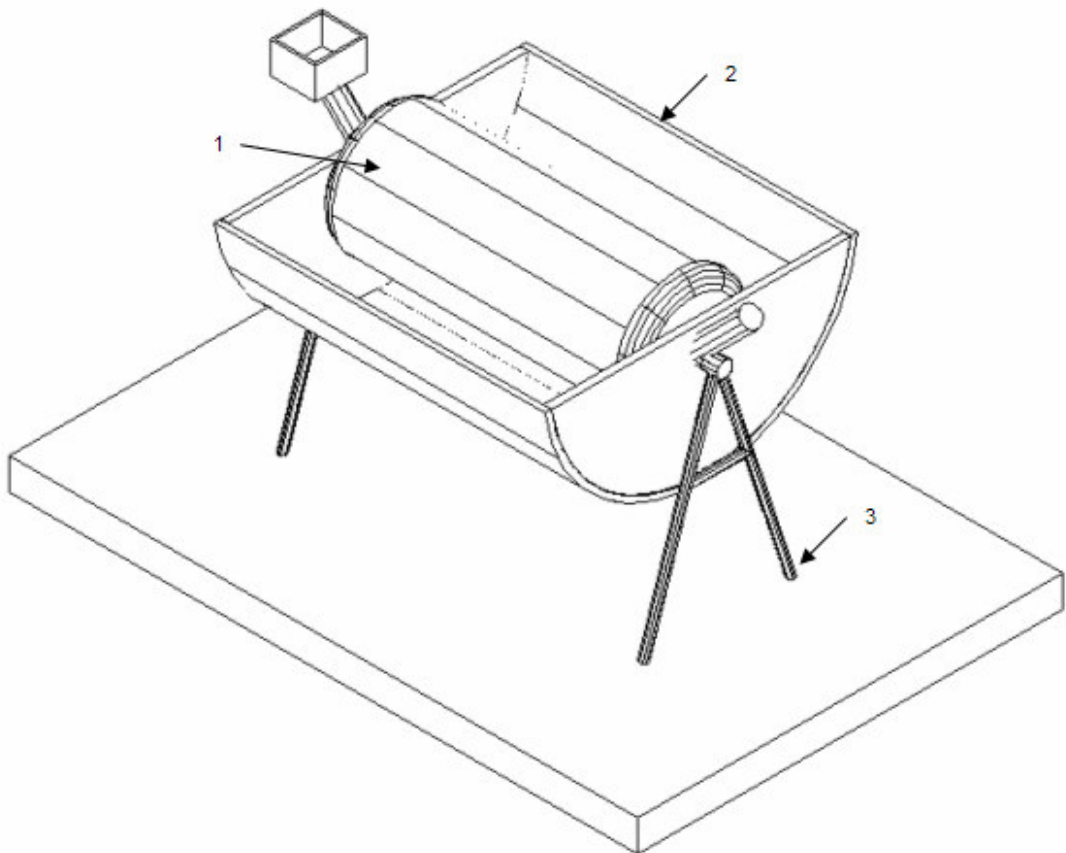


Figura 5.2. Biorreactor calentado con ayuda de un concentrador solar.

Componentes:

1. Biorreactor.
2. Concentrador.
3. Soportes.

Ventajas

- Este modelo tendría un bajo costo de construcción.
- Este modelo podría ser fácil de transportar.

Desventajas

- El concentrador en ciertos instantes del día genera temperaturas muy elevadas.
- Este sistema trabaja solo con radiación directa por lo que en los días nublados no funcionaría.
- Tendría que ser cubierto en las noches para que no pierda el calor ganado en el día.
- El tanque del biorreactor debería tener una camisa que sirva como aislante, para que no le llegue directamente el calor generado por el concentrador ya que este sería muy elevado.
- Tendría que cubrirse cuando se aproxime una lluvia.

MODELO C

BIORREACTOR CALENTADO MEDIANTE UN SISTEMA BREADBOX SOLAR.

Consiste en una caja cuyos lados están compuestos de dos láminas de madera y entre las que se empaca lana de vidrio, la parte interna de los lados va forrada con papel aluminio, en el centro de la caja se coloca el biorreactor cubierto con una lámina de acrílico que serviría para provocar el efecto invernadero y así obtener una mayor temperatura. Observar la Figura 5.3.

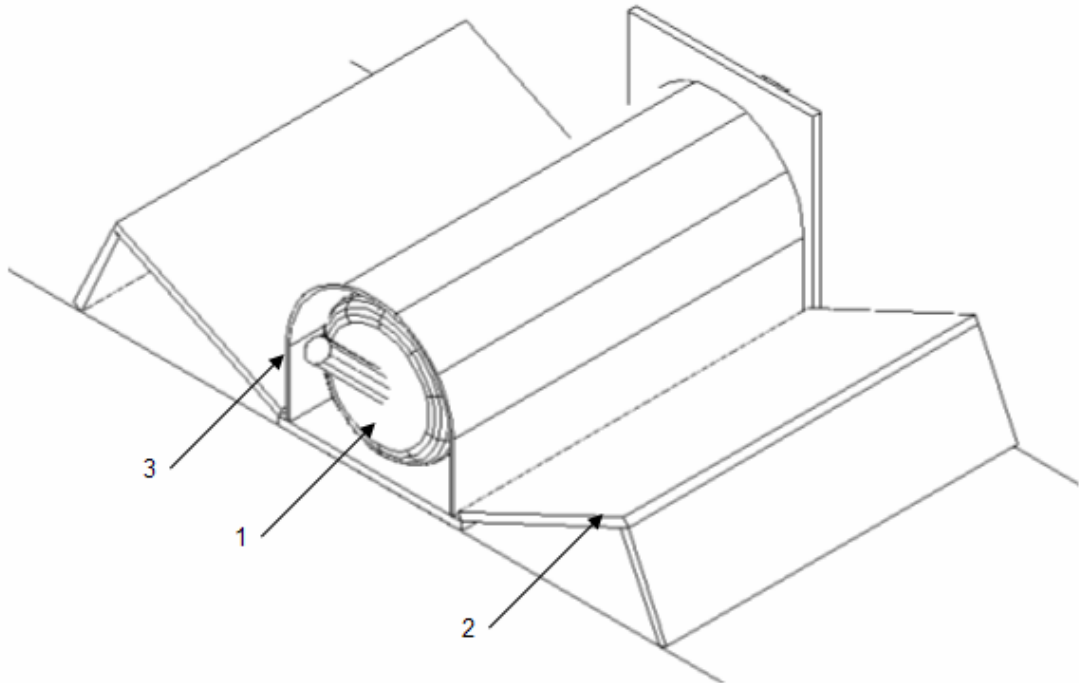


Figura 5.3. Biorreactor calentado mediante un sistema breadbox solar.

Componentes:

1. Biorreactor.
2. Caja.
3. Acrílico.

Ventajas

- Este modelo es fácil de transportar, debido a que, el tamaño de la caja es ligeramente mayor que el tamaño del biorreactor, y además la caja y el biorreactor forman un solo cuerpo, cuando la caja se encuentra cerrada.
- El costo de materiales y de construcción es bajo, debido a su tamaño y sus componentes.

Desventajas

- Este modelo tiene la desventaja de que se debe abrir la caja durante el día para aprovechar la energía solar y así calentar el biorreactor, y cerrarla durante la noche para mantener la temperatura del sistema.

- No genera suficiente calor para mantener el proceso de biodegradación dentro del rango mesofílico.
- Tendría que ser cubierto cada vez que se aproxime una lluvia.

Selección del modelo más adecuado

Para seleccionar el modelo más adecuado se detallan las características³⁵ técnicas, económicas y complementarias de las tres alternativas antes mencionadas.

Aspecto técnico

- Facilidad de construcción.
- Facilidad de mantenimiento.
- Operación segura y sencilla.
- Consumo energético.
- Eficiencia energética.

Aspecto económico

- Costo de fabricación.
- Costo de operación y mantenimiento.

Aspecto complementario

- Disponibilidad de espacio y transporte.
- Estética.

Estos criterios se valoran en la escala de 0 a 1, utilizando una matriz de decisión.

La selección del modelo se realiza con ayuda de la siguiente matriz, observar Tabla 5.1.

³⁵ CORZO, M. Introducción a la Ingeniería de Proyectos, México, Editorial Limusa, 1977, p 119.

Tabla 5.1. Matriz de decisión para seleccionar un sistema de calentamiento óptimo.

PARÁMETROS DE SELECCIÓN	Puntaje	MODELOS					
	P	A		B		C	
		coeficiente A	A* P	coeficiente B	B* P	coeficiente C	C* P
Facilidad de construcción.	18	0.9	16.2	0.8	14.4	0.8	14.4
Facilidad de mantenimiento.	10	0.7	7	0.7	7	0.9	9
Consumo energético.	18	0.1	1.8	0.2	3.6	0.2	3.6
Costo de fabricación.	13	0.7	9.1	0.2	2.6	0.7	9.1
Costo de operación y mantenimiento.	13	0.6	7.8	0.5	6.5	0.5	6.5
Disponibilidad de espacio y transporte.	9	0.3	2.7	0.3	2.7	0.8	7.2
Eficiencia Energética	10	0.9	9	0.5	5	0.2	2
Estética.	9	0.9	8.1	0.7	6.3	0.7	6.3
TOTAL	100	5.1	61.7	3.9	48.1	4.8	58.1

Como se puede apreciar en la matriz, el MODELO A (Biorreactor calentado mediante colectores solares), presenta mayor puntaje, es decir, es el modelo más óptimo en base a los criterios presentados.

Selección de los componentes del modelo A

Intercambiador de calor

Para transmitir el calor del agua caliente generada por los colectores solares a la biomasa que contiene el biodigestor, se necesita de un intercambiador de calor, los siguientes modelos se detallan a continuación:

INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO SERPENTÍN

El intercambiador de calor se fabrica con tubos de cobre, el haz de tubos se empernará a una brida que estaría ubicada en la pared del tanque, a fin de que el agua caliente que circule dentro de los tubos del intercambiador transfiera calor hacia la biomasa o sustrato. Ver la Figura.5.4.

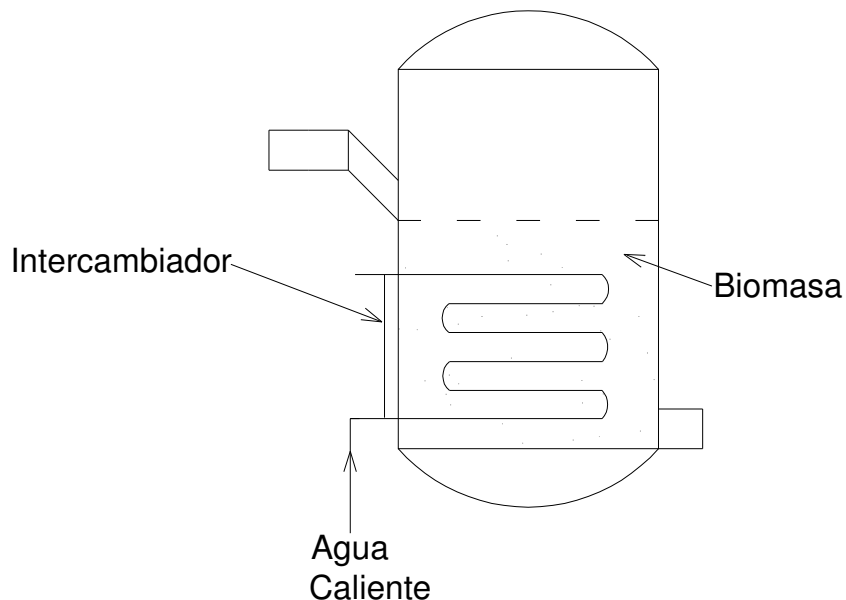


Figura 5.4. Biodigestor con intercambiador de tubos.

Ventajas

- Fácil mantenimiento del sistema.
- Transmisión de calor en su mayoría es por conducción.
- Mayor área de transferencia de calor.

Desventajas

- La temperatura de la biomasa que está alrededor de los tubos del intercambiador sería más elevada, es decir, la temperatura de la biomasa no sería uniforme dentro del tanque del biodigestor.
- La biomasa ensuciaría las paredes de los tubos de cobre, es decir, habría adherencia de biomasa en los tubos del intercambiador, teniéndose así una baja transferencia de calor.
- Se tendría que colocar una brida muy grande en uno de los lados del intercambiador lo cual dificultaría su construcción.

INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO CAMISA TÉRMICA

Consiste en diseñar una camisa que envolvería casi a todo el cuerpo del biodigestor por la cual circularía el agua caliente que viene de los colectores, que a su vez transfiere calor a la biomasa. La Figura 5.5. Ilustra este tipo de cambio de calor.

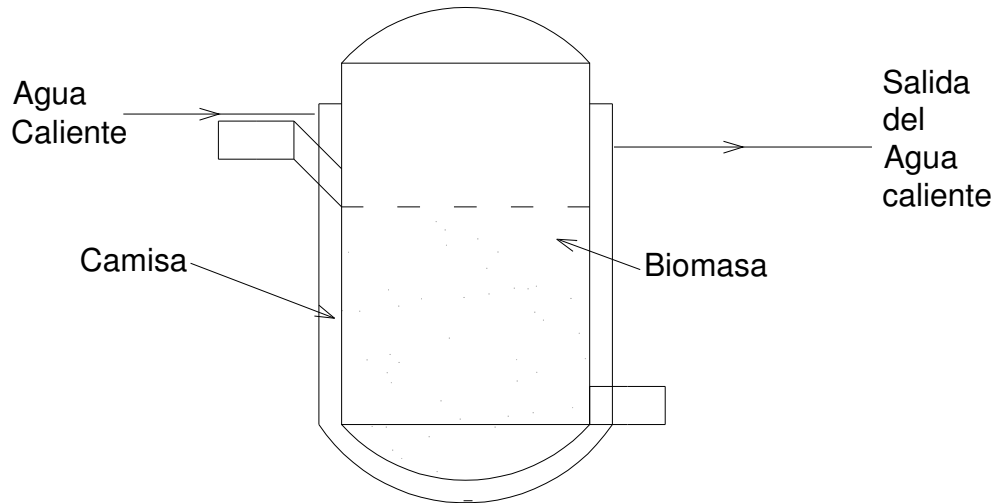


Figura 5.5. Biodigestor con una camisa para el intercambio de calor.

Ventajas

- Calentamiento uniforme de la biomasa.
- Facilidad para la construcción.
- La camisa no se ensucia con la biomasa.

Desventajas

- Existe corrosión en el interior de la camisa.
- Menor conductividad térmica.
- Mayor volumen de material a calentar.
- Menor área de transferencia de calor.

Selección de la alternativa más viable

Para elegir un modelo adecuado de transferencia de calor hacia el sustrato, se lo hará con ayuda de la matriz que se utilizó para escoger el modelo del biorreactor en la página 53.

Tabla 5.2. Matriz de decisión para seleccionar modelo de transferencia de calor.

PARÁMETROS DE SELECCIÓN	Puntaje	MODELOS			
	P	SERPENTÍN		CAMISA	
		coeficiente A	A* P	coeficiente B	B* P
Facilidad de construcción.	15	0.6	9	0.8	12
Facilidad de mantenimiento.	11	0.7	7.7	0.6	6.6
Consumo energético.	16	0.2	3.2	0.2	3.6
Costo de fabricación.	12	0.6	7.2	0.5	6
Costo de operación y mantenimiento	13	0.6	7.8	0.5	6.5
Disponibilidad de espacio y transporte.	9	0.3	2.7	0.3	2.7
Eficiencia Energética	15	0.7	10.5	0.9	13.5
Estética.	9	0.7	6.3	0.7	6.3
TOTAL	100	5.1	54.4	3.9	57.2

Como se puede apreciar en la matriz, el modelo biodigestor con una camisa como intercambiador de calor, presenta mayor puntaje, es decir, es el diseño más adecuado en base a los criterios presentados.

5.1.1. CÁMARA

La cámara debe ser un prototipo que permita realizar diferentes pruebas, debe ser capaz de soportar altas presiones por ser un biodigestor de tipo lote, es decir se carga en su totalidad y después de haber transcurrido el tiempo de

retención necesario para que la materia orgánica contenida en el sustrato se haya degradado, entonces se procede a descargar el biodigestor. Por lo tanto se ha decidido dimensionar este biodigestor para que tenga un volumen que abastezca el consumo de dos personas.

$$Vd = n \cdot Vp \quad (5.1)$$

Donde **Vd** es el volumen de la carga diaria, **n** es el número de personas, y **Vp** es el volumen de consumo por persona.

$$Vd = 0.23 \left(\frac{\text{m}^3 \text{ biogás}}{\text{persona} \cdot \text{día}} \right)$$

$$Vd = 0.46 \left(\frac{\text{m}^3 \text{ biogás}}{\text{día}} \right)$$

En el diseño de biodigestores se debe sobredimensionar un porcentaje que puede ser del 5 al 10% para asegurar que no haya déficit de biogás, para este caso se sobredimensiona 8%.

$$Vdt = Vd \cdot (1 + s) \quad (5.2)$$

Donde **Vdt** es el volumen de carga diaria total, **s** es el porcentaje de seguridad, y **Vd** es el volumen de consumo por persona.

$$\text{Entonces se tiene } Vdt = 0.497 \left(\frac{\text{m}^3 \text{ biogás}}{\text{día}} \right)$$

Por otro lado uno de los objetivos del proyecto es utilizar materia vegetal (*Pennisetum clandestinum* – kikuyo), como sustrato, sin embargo también se requiere usar estiércol de ganado. Para esto se debe determinar experimentalmente la proporción de estiércol y material vegetal que proporcione mejor resultado. La experimentación se realizó con nueve tanques

pequeños, se midió la presión y temperatura de los tanques y se determinó que el tanque con 70% materia animal (estiércol bovino) y el 30% materia vegetal (kikuyo) tuvo el mejor rendimiento. Para el diseño del prototipo se considera las proporciones obtenidas en el tanque antes indicado.

$$MO = \frac{Ma}{V_{bovino}} + \frac{Mv}{V_{vegetal}} \quad (5.3)$$

Donde **MO** es la materia orgánica total, **Ma** es la materia orgánica animal, **Vbovino** es la producción estimada de biogás en desechos de bovinos, **Mv** es la materia orgánica vegetal, y **Vvegetal** es la producción estimada de biogás en desechos vegetales.

$$Ma = 0.70 \cdot Vdt \quad (5.4)$$

Donde **Ma** es la materia orgánica animal, **Vdt** es el volumen de carga diaria total. Entonces $Ma = 0.348 \left(\frac{\text{m}^3 \text{ biogás}}{\text{día}} \right)$

$$Mv = 0.30 \cdot Vdt \quad (5.5)$$

$$\text{Entonces } Mv = 0.149 \left(\frac{\text{m}^3 \text{ biogás}}{\text{día}} \right)$$

Los valores de la producción estimada de biogás en desechos bovinos³⁶ Vbovino es 0.038 (m³ biogás/kg) y en desechos vegetales³⁷ Vvegetal es 0.2 (m³ biogás/kg), aplicando estos valores en la fórmula (5.3) se obtiene la cantidad de materia orgánica requerida al día por dos personas, MO = 9.897 (Kg/día).

³⁶ ACUÑA, M. Seminario "Energía de la Biomasa" ofrecido por el INSTITUTO NACIONAL DE ENERGÍA. Machala. Capítulo "Dimensionamiento de una Planta de Biogás". (1993). p 2.

³⁷ CARRASCO, F. Valor citado en la asignatura de Energías no convencionales. Cap. Construcción de Biodigestores. 2003.

Para el cálculo de la carga diaria total, se toma una proporción aproximada³⁸ de 1:1 materia orgánica–agua.

$$C_{diaria} = MO + H_2O \quad (5.6)$$

Donde ***C_{diaria}*** es la carga diaria total, ***MO*** es la materia orgánica, ***H₂O*** es la cantidad de agua.

$$C_{diaria} = 19.79 \text{ (Kg/día)}$$

El volumen del biodigestor se calcula en base al tiempo de retención, el tiempo de retención que se considera en este diseño es 35 días³⁹.

$$m = C_{diaria} \cdot TR \quad (5.7)$$

Donde ***m*** es la cantidad de carga del biodigestor, ***C_{diaria}*** es la carga diaria total y ***TR*** es el tiempo de retención.

$$m = 692.77 \text{ (Kg)}$$

Se va a trabajar con la densidad del agua⁴⁰ $\delta = 1000 \frac{kg}{m^3}$, puesto que es el 50% de la mezcla que va a contener el biodigestor, y la cantidad de humedad contenida en el estiércol fresco es 82.1% y en el kikuyo es 83.2%, según análisis de laboratorios realizados en el INIAP, ver Anexo 18.

Se tiene que:

³⁸ COSTA RICA. CONSEJO NACIONAL DE INVESTIGACIONES CIENTÍFICAS Y TECNOLÓGICAS. Diseño y Construcción de Biodigestores, 2ª ed, Cartago: Editorial Tecnológica de Costa Rica. 1985. p 83.

³⁹ TOAZA, C. y SALAZAR, M. Diseño y construcción de un biodigestor prototipo para un destacamento militar de Oriente. Tesis Ing. Mec. Quito. Escuela Politécnica del Ejército. 2003. p 55.

⁴⁰ MOTT, R. Mecánica de Fluidos aplicada. Propiedades del agua. Edición No. 4. 2002. p 535.

$$V = \frac{m}{\delta} \quad (5.8)$$

Donde **V** es el volumen de la carga del biodigestor, δ es la densidad del sustrato, **m** es la cantidad de carga del biodigestor, entonces $V = 0.693 \text{ (m}^3\text{)}$. Este valor constituye únicamente el volumen de la carga total, y se necesita sobredimensionar 25% para almacenar el biogás dentro de la cámara⁴¹.

Quedando así:

$$V_{total} = V \cdot (1 + 0.25) \quad (5.9)$$

Donde **Vtotal** es el volumen total del biodigestor, **V** es el volumen de la carga del biodigestor, entonces:

$$V_{total} = 0.866 \text{ (m}^3\text{)}$$

El valor del diámetro se a establecido en 0.77 m.

Por tanto:

$$V_{total} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot l \quad (5.10)$$

Donde **Vtotal** es el volumen total del biodigestor, **d** es el diámetro de la cámara, **l** es la longitud de la cámara, despejando la longitud de la ecuación (5.10) queda:

$$l = \frac{4 \cdot V_{total}}{\pi \cdot d^2}$$

$$l = 1.86 \text{ (m)}$$

⁴¹ CARRASCO, F. Valor citado en la asignatura de Energías no convencionales. Cap. Energía Solar. 2003.

Los cálculos descritos anteriormente se pueden observar en el Anexo 2.

Por aprovechamiento del material y por la altura que deben tener las cabezas torisféricas las medidas finales son:

$$l = 1.60 \text{ (m)}$$

$$d = 0.77 \text{ (m)}$$

En las figuras 5.6 y 5.7 se muestra la distribución de la biomasa y el biogás dentro del prototipo tanto en un biodigestor horizontal como en uno en posición vertical respectivamente.

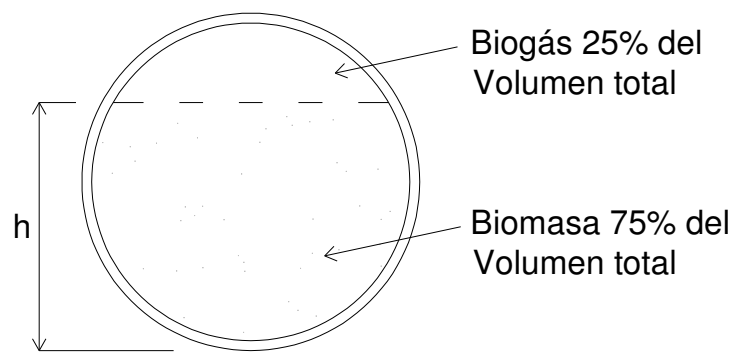


Figura 5.6. Vista lateral de un biodigestor en posición horizontal.

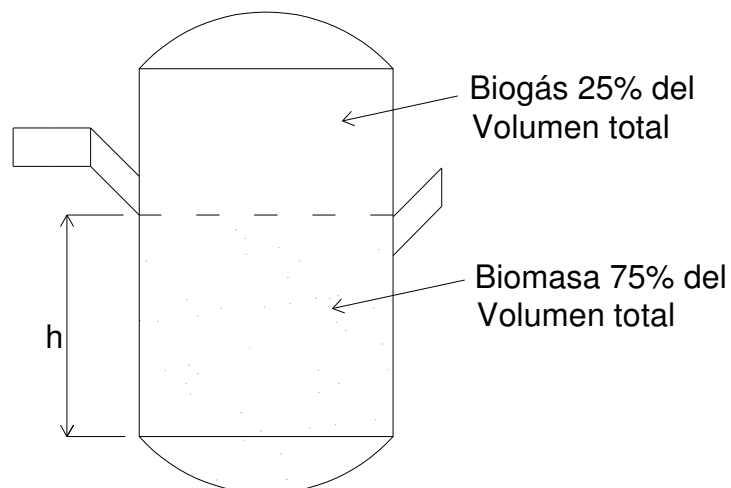


Figura 5.7. Vista frontal de un biodigestor en posición vertical.

5.1.1.1. Posición del biodigestor

El biodigestor se podría colocar en dos posiciones: vertical u horizontal. Como se observa en las figuras 5.8 y 5.9, respectivamente.

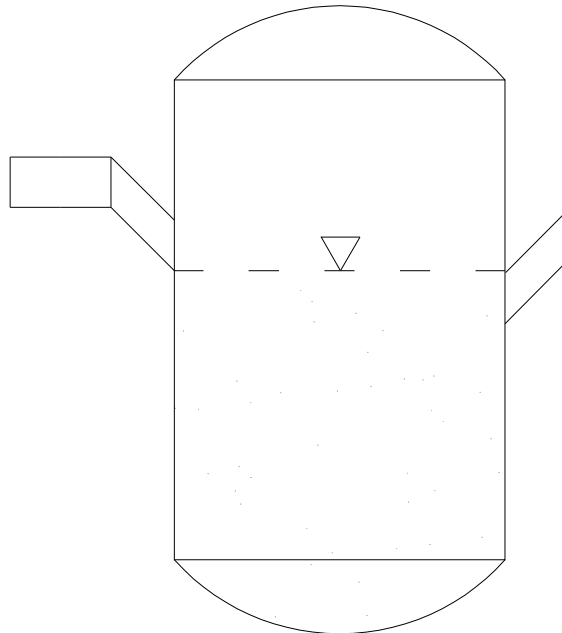


Figura 5.8. Biodigestor en posición vertical.

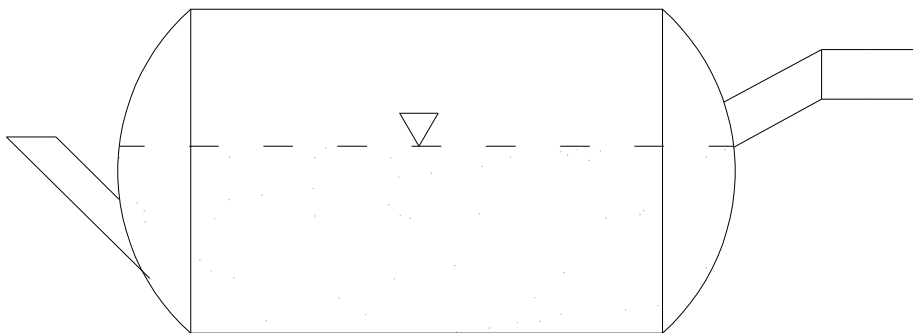


Figura 5.9. Biodigestor en posición horizontal.

Considerando únicamente la distribución de la carga cualquiera de las dos posiciones del biodigestor daría un buen resultado, pero como en este proyecto el biodigestor tiene una camisa como intercambiador de calor, conviene por facilidad de construcción y ensamble tener el biorreactor en posición vertical, por lo que se adoptará esta posición como la más adecuada.

5.1.1.2. Espesor de la chapa de acero para el tanque del biodigestor

Para realizar el cálculo del espesor del tanque se debe tomar en cuenta que el tanque tiene una camisa por la cual va a circular agua caliente que viene de los colectores, y éstos están conectados a una bomba la cual trabaja con una presión máxima de 50 psi. Por lo cual se utiliza como presión de diseño 50 psi. Y se calculará según las fórmulas de recipientes sometidos a presión del código ASME.

5.1.1.2.1. Cálculo espesor cilindro biodigestor

La presión del fluido que circula por la camisa es 50 psi. y es externa al biodigestor, entonces se calculará los espesores de pared del biodigestor según las fórmulas de recipiente sometidos a presión externa⁴².

Cumpliendo la siguiente condición:

$$Pa = \frac{4 \cdot B}{3 \left(\frac{Do}{t} \right)} \quad (5.11)$$

Cuando $Do/t > 10$. Donde Pa es la presión máxima permitida en lb/pulg² manométrica, Do es el diámetro exterior en pulgadas, t es el espesor de pared mínimo requerido en pulgadas, B es un factor utilizado en el cálculo de recipientes a presión.

⁴² Megyesy, M. Manual de recipientes a presión Diseño y Cálculo. Presión externa. Edición No. 4. Mexico. 1977. p 32. Limusa.

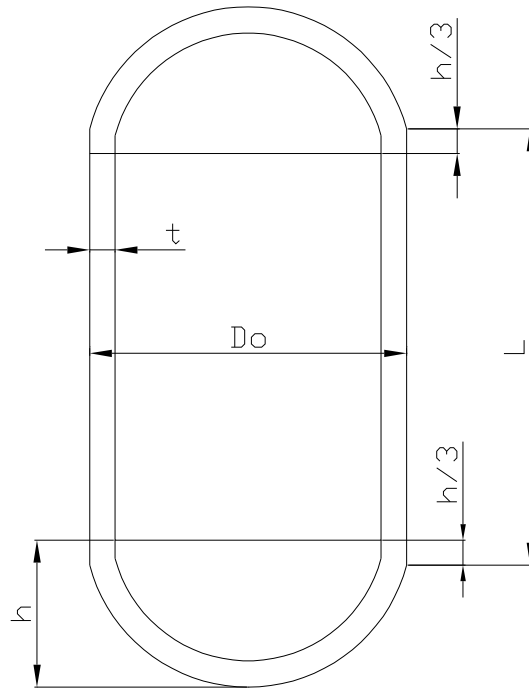


Figura 5.10. Esquema de recipiente sometido a presión.

L es la longitud de una sección del recipiente en pulgadas, h es la altura de la cabeza.

Con un $D_o = 30.59$ pulgadas, y asumiendo valores de t se debe encontrar el factor B utilizado en la fórmula (5.11), entonces se tiene que:

Con un valor de $t = 0.197$ pulgadas, se obtiene $A = 0.00041$ y $B = 5900$, con este valor se reemplaza en la fórmula (5.11), y da un valor de $P_a = 50.62$ psi.

Por tanto si cumple la condición de $P_a > 50$ psi.

Obteniendo así que el espesor mínimo de pared es de 5 mm, pero este es un espesor corroído, entonces se toma un valor de margen por corrosión CA .

Para el cálculo de espesores de recipientes a presión se debe tomar en cuenta un factor por corrosión (CA), y se sigue los siguientes criterios:

- Los recipientes o partes de los mismos que están sujetos a corrosión, erosión, o abrasión mecánica deben tener un margen de espesor para lograr la vida deseada, aumentando convenientemente el espesor del material respecto al determinado por fórmulas de diseño, o utilizando algún método adecuado de protección.
- Las normas no prescriben la magnitud del margen por corrosión excepto para recipientes con espesor mínimo requerido menor de 0.25 pulgadas que han de utilizarse para servicio de vapor de agua, agua o aire comprimido, para los cuales indica un margen por corrosión no menor de la sexta parte del espesor de la placa calculado. No es necesario que la suma del espesor calculado más el margen por corrosión exceda de 0.25 pulgadas.
- Para otros recipientes en los que sea predecible el deterioro por corrosión, la vida esperada del recipiente será la que determine el margen y si el efecto de la corrosión es indeterminado, el margen lo definirá el diseñador. Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año (1/16 de pulgadas en 12 años) generalmente es satisfactorio para recipiente y tuberías.
- La vida deseada de un recipiente es una cuestión económica. Los recipientes principales o mayores se diseñan generalmente para una vida larga de servicio (15 a 20 años), mientras que los secundarios o menores o para períodos más cortos (8 a 10 años).

Entonces se tomará, $CA = 3 \text{ mm}$, debido a que el tanque está sometido a corrosión en ambos lados de la pared, por un lado el sustrato y por otro la circulación de agua caliente. Por tanto el espesor del cilindro del biodigestor es 8 mm.

5.1.1.2.2. Cálculo del espesor de las cabezas del biodigestor

Por ser un recipiente a presión, se utilizará cabezas torisféricas, y el espesor máximo requerido se calculará por los procedimientos dados para cabezas elipsoidales⁴³ según código ASME.

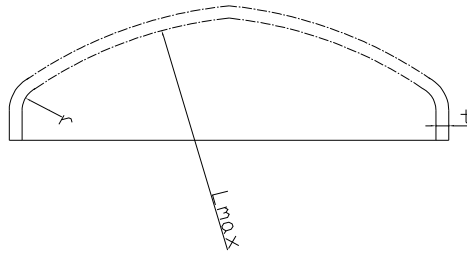


Figura 5.11. Esquema de cabeza torisférica de recipiente sometido a presión.

El espesor requerido será el mayor de los siguientes espesores:

1. El espesor calculado por las fórmulas dadas para presión interna usando una presión de diseño de $P = (50) \cdot 1.67$ veces la presión externa $P = 83.5$ y una eficiencia de junta $E = 1.00$.
2. El espesor comprobado por la fórmula:

$$Pa1 = \frac{B1}{(Ro / tc12)} \quad (5.12)$$

Donde **Pa1** es la presión máxima permitida en lb/pulg² manométrica, **Ro** es el radio exterior de la esfera o cabeza torisférica en pulgadas en el cual $Ro = 0.9 \cdot Do$, **tc12** es el espesor de pared mínimo requerido en pulgadas, **B1** es un factor utilizado en el cálculo de recipientes a presión (para esferas).

Cuando $\frac{L}{r} < 16\frac{2}{3}$ se utiliza la siguiente fórmula:

⁴³ Megyesy, M. Manual de recipientes a presión Diseño y Cálculo. Presión externa. Edición No. 4. México. 1977. p 34. Limusa.

$$tc_{11} = \frac{P \cdot L \cdot M}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P} \quad (5.13)$$

Donde **L** es el radio interior del casquete en pulgadas, **r** es el radio interior de la curvatura en pulgadas, **tc11** es el espesor de pared en pulgadas, **M** es un factor utilizado para cálculos de recipientes sometidos a presión, **S** es el valor de esfuerzo del material en lb/pulgadas², **E** es la eficiencia de junta, **P** es la presión de diseño o presión máxima de trabajo permitida en lb/pulgadas².

Entonces:

$$P = 83.5 \text{ lb/pulgadas}^2$$

$$L = 30.67 \text{ pulgadas}$$

$$M = 1.729$$

$$S = 16600 \text{ lb/pulgadas}^2$$

$$E = 1$$

Por tanto se tiene que $tc_{11} = 0.134$ pulgadas.

Y utilizando el otro procedimiento, B1 se calcula de la siguiente manera:

1. Suponer el valor t y calcular el valor A1 usando la fórmula

$$A1 = \frac{0.125}{(Ro / tc_{12})} \quad (5.14)$$

Donde **A1** es un valor utilizado para el cálculo de recipientes a presión, **Ro** es el radio exterior de la esfera o cabeza torisférica en pulgadas, **tc12** es el espesor de pared mínimo requerido en pulgadas.

2. Con el valor A1 se entra a la gráfica que se incluye en el Anexo 3 siga la línea de temperatura y desde la intersección desplácese horizontalmente y lea el valor de B1

Entonces se asume un valor de t hasta que el valor de P_{a1} sea superior a la presión de diseño, con un $t_{c12} = 0.157$ pulgadas, se tiene que $A = 0.000715$ y $B = 10100$, dando una $P_{a1} = 57.77$ lb/pulgadas², la cual cumple la condición de ser superior a la presión de diseño.

Por lo tanto el espesor sería el mayor obtenido mediante los procedimientos anteriores, y es $t_{c12} = 0.157$ pulgadas = 4 mm, este sería el espesor corroído al cual se le debe aumentar un porcentaje por corrosión, con el fin de uniformizar se utilizará el mismo que se consideró para el cilindro $CA = 3$ mm.

A pesar que el cálculo del espesor da como resultado 7 mm este espesor no existe en el mercado y se escoge uno superior y que exista en el mercado y este espesor es 8 mm.

Razón por la cual el tanque del biodigestor (cabezas y cilindro) se construirá con tol ASTM A36 de 8 mm.

5.1.1.2.3. Cálculo del espesor cilindro de la camisa

Por estar sometido solamente a presión interna se utilizará la siguiente fórmula:

$$t_{c21} = \frac{P1 \cdot R}{S \cdot E1 - 0.6 \cdot P1} \quad (5.15)$$

Donde **P1** es la presión de diseño o presión máxima de trabajo permitida en lb/pulgadas², **R** es el radio interior en pulgadas, **tc21** es el espesor de pared en pulgadas, **S** es el valor de esfuerzo del material en lb/pulg², **E1** es la eficiencia de junta.

R se calcula mediante la siguiente expresión:

$$R = \frac{D}{2} + CA1 \quad (5.16)$$

Donde **R** es el radio interior en pulgadas, **D** es el diámetro interno de la camisa en pulgadas, **CA1** es el factor de corrosión en pulgadas.

Se considera un margen de corrosión de CA1 = 1mm, ya que el recipiente estará sometido a corrosión en la parte interna debido a la circulación de agua caliente, entonces se tiene que R = 21.85 pulgadas.

Entonces con valores, P1 = 50 lb/pulgadas² (presión de la bomba), S = 16600 lb/pulgadas², E1 = 0.7 por ser una junta a tope. Se tiene un espesor de pared de 0.094 pulgadas, este sería un espesor corroído por tanto el espesor final del cuerpo es 0.094+CA1 pulgadas, de ahí que el espesor es 3.4 mm, y se escoge un espesor de 4mm debido a que es el espesor superior existente en el mercado.

5.1.1.2.4. Cálculo del espesor para la cabeza de la camisa

Entonces tenemos que cuando $\frac{L1}{r} < 16\frac{2}{3}$ se utiliza la siguiente fórmula⁴⁴:

$$tc32 = \frac{P1 \cdot L1 \cdot M1}{2 \cdot S \cdot E1 - 0.2 \cdot P1} \quad (5.17)$$

Donde **L1** es el radio interior del casquete en pulgadas, **r** radio interior de la curvatura en pulgadas, **tc32** es el espesor de pared en pulgadas, **M1** es un factor utilizado para cálculos de recipientes sometidos a presión, **S** es el valor de esfuerzo del material en lb/pulgadas², **E1** es la eficiencia de junta, **P1** es la presión de diseño o presión máxima a la que puede trabajar en lb/pulgadas².

⁴⁴ Megyesy, M. Manual de recipientes a presión Diseño y Cálculo. Presión interna. Edición No. 4. México. 1977. p 22. Limusa

Entonces:

$$P1 = 50 \text{ lb/pulgadas}^2$$

$$L1 = 43.66 \text{ pulgadas}$$

$$M1 = 1.918$$

$$S = 16600 \text{ lb/pulgadas}^2$$

$$E1 = 0.7 \text{ junta a tope}$$

Por tanto se tiene que t_{c32} 0.18 pulgadas, pero este es un espesor corroído, al cual se le debe aumentar el CA1 que se utiliza en el cálculo del cilindro de la camisa y quedaría un espesor de 0.22 pulgadas, esto equivale a 5.59 mm, y debido a que el espesor inmediato superior existente en el mercado es tol ASTM A36 de 6 mm, se utilizará este espesor para la construcción de la cabeza torisférica de la camisa.

Los cálculos de los espesores tanto del tanque de biorreacción como de la camisa se indican en el Anexo 4.

5.1.1.3. Calor que se pierde en el proceso de transferencia de calor del biodigestor

Para el cálculo de la cantidad de calor que se va a perder desde el agua caliente que circula por la camisa hacia el ambiente. Se utiliza el modelo de los cilindros concéntricos. Modelo en el que el coeficiente global de transferencia de calor se expresa en función de los radios del tanque y la camisa.

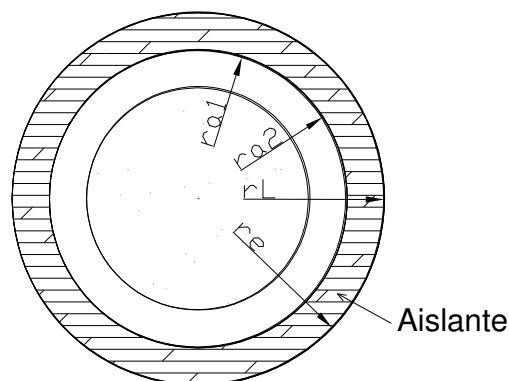


Figura 5.12. Corte superior del tanque de biorreacción.

$$U_t = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5} \frac{W}{m^2K} \quad (5.18)$$

Donde **Ut** es el coeficiente global de transferencia de calor de pérdidas, **R1** es la resistencia del fluido (agua caliente en circulación), **R2** es la resistencia de la camisa, **R3** es la resistencia del aislante, **R4** es la resistencia del forro, y **R5** es la resistencia por convección del fluido externo.

Entonces cada una de las resistencias se calculan en base a las siguientes expresiones:

$$R_1 = \frac{re}{ra_1 \cdot hi} \frac{m^2K}{W} \quad (5.19)$$

Donde **re** es el radio externo del tanque, **ra1** es el radio interno de la camisa, **hi** es el coeficiente de convección del fluido interno.

$$R_2 = \frac{re}{Kacero} \cdot \ln \frac{ra_2}{ra_1} \frac{m^2K}{W} \quad (5.20)$$

Donde **re** es el radio externo del tanque, **ra1** es el radio interno de la camisa, **ra2** es el radio interno de la camisa más su respectivo espesor, **Kacero** es la conductividad del material del tanque.

$$R_3 = \frac{re}{Kaislante} \cdot \ln \frac{rL}{ra_2} \frac{m^2K}{W} \quad (5.21)$$

Donde **re** es el radio externo del tanque, **ra2** es el radio interno de la camisa más su respectivo espesor, **rL** es el radio externo del tanque menos el espesor de la plancha del forro, **Kaislante** es la conductividad del material aislante.

$$R_4 = \frac{re}{Kacero} \cdot \ln \frac{re}{rL} \frac{m^2K}{W} \quad (5.22)$$

Donde **re** es el radio externo del tanque, **rL** es el radio externo del tanque menos el espesor de la plancha del forro, **Kacero** es la conductividad del material del tanque.

$$R5 = \frac{1}{he} \frac{m^2K}{W} \quad (5.23)$$

Donde **he** es el coeficiente de convección del fluido externo.

Para el cálculo del valor del he se tiene la siguiente expresión:

$$he = 5.7 + 3.8 \cdot v \frac{W}{m^2K} \quad (5.24)$$

Donde **v** es la velocidad del viento en el sector.

Entonces el coeficiente de convección del fluido externo es $he = 9.99 \frac{W}{m^2K}$.

Para el encontrar el valor de hi se utiliza la siguiente expresión:

$$hi = Ki \cdot \frac{Nui}{Dti} \frac{W}{m^2K} \quad (5.25)$$

Donde **Nui** es el valor de Nusselt fluido interno, **Ki** es la conductividad del fluido interno, **Dti** es el diámetro interno del tanque.

Entonces el coeficiente de convección del fluido interno es $hi = 7.57 \frac{W}{m^2K}$.

Remplazando todos los valores de radios, conductividades, y coeficientes de convección en las ecuaciones 5.19 a la 5.23, se tiene los valores de las diferentes resistencias, y se reemplaza a su vez esos valores en la ecuación (5.18), se tiene un coeficiente de perdidas de calor $Ut = 0.847 \frac{W}{m^2K}$.

Y para el cálculo del calor que se pierde hacia el ambiente se tiene la siguiente expresión:

$$Q = (T_{agua} - T_{amb}) \cdot A \cdot Ut \quad W \quad (5.26)$$

Donde **Q** es el calor transferido del fluido interno al fluido externo, **T_{agua}** es la temperatura del agua caliente, **T_{amb}** es la temperatura del ambiente, **A** es el área de transferencia, **Ut** es el coeficiente de pérdidas de calor.

Entonces con valores de $T_{agua} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{amb} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$ y un $A = 8.45 \text{ m}^2$, se obtiene un calor $Q = 171.75 \text{ W}$.

El cálculo con todos sus detalles del calor que se pierde hacia el ambiente **Q** se indica en el Anexo 5.

5.1.1.4. Cantidad de calor necesario en el prototipo para lograr un proceso de fermentación eficiente

Para cuantificar el calor necesario para mantener la temperatura de la carga se aplica un balance energético.

$$Q_{nece} = \frac{m_{biom} \cdot C_{pbiom}}{860} \cdot (tr - ta) + Q_p \quad kW \quad (5.27)$$

Donde **Q_{nece}** es el calor que necesita el sistema, **C_{pbiom}** es el Cp de la biomasa, **m_{biom}** es la masa del sustrato, **tr** es la temperatura con la cual se llega a tener mayor degradación, **ta** es la temperatura ambiental, **Q_p** es la cantidad de calor que pierde el sistema.

Entonces $Q_{nece} = 13.95 \text{ kW}$.

Este cálculo se encuentra en el Anexo 6.

5.1.1.5. Masa de agua que debe contener la camisa

El volumen de agua que debe almacenar la camisa se determinará mediante la siguiente fórmula:

$$Q_{nece} = m_{agua} \cdot C_{p_{agua}} \cdot (t_e - t_s) \text{ kW} \quad (5.28)$$

Donde ***m_{agua}*** es la masa de agua que se necesita, ***C_{p_{agua}}*** es el Cp del agua, ***t_e*** es la temperatura que tiene el agua a la entrada de la camisa, ***t_s*** es la temperatura que tiene el agua a la salida.

Se asume que los valores de temperatura de agua, a la entrada y salida son de 39 °C y 27 °C, respectivamente, entonces la masa de agua es 999.83 Kg.

La distancia entre el biodigestor y la camisa se calcula de la siguiente manera:

Se tiene el valor del volumen del tanque del biodigestor, que es:

$$V_{biod} = \frac{\pi}{4} \cdot (d)^2 \cdot l \text{ m}^3 \quad (5.29)$$

Donde ***d*** es el diámetro del biodigestor $d = 0.77 \text{ m}$, ***l*** es la longitud de la cámara $l = 1.22 \text{ m}$, con estos valores se obtiene que el volumen del biodigestor es de 0.568 m^3 pero a este valor hay que sumarle el volumen de la cabeza del tanque que es 0.23 m^3 y el total es $V_{biod} = 0.79 \text{ m}^3$. Por ensayo – error se determina que la distancia entre el biorreactor y la camisa es 170 mm y con este valor el contenido de la camisa será de 1.05 m^3 .

El detalle completo de este cálculo se incluye en el Anexo 7.

5.1.1.6. Estructura soporte del sistema

La estructura que va a soportar al biodigestor debe resistir las siguientes cargas:

- Peso de la camisa.
- Peso del biodigestor.
- Peso del líquido.

5.1.1.6.1. Peso de la camisa, tanque del biodigestor aislado y el líquido

El peso del líquido se determina mediante:

$$PH_2O = \gamma_{H_2O} \cdot V_{H_2O} \quad N \quad (5.30)$$

Donde PH_2O es el peso de el agua, γ_{H_2O} es el peso volumétrico del agua $\gamma = 97.90 \text{ N/m}^3$, V_{H_2O} es el volumen del sustrato en el biodigestor $V_{H_2O} = 0.46 \text{ m}^3$. Entonces:

$$PH_2O = 979.00 \quad N$$

Peso del cuerpo del tanque del biodigestor:

$$P_{ct} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_e^2 - d_i^2) \cdot h \cdot \gamma_{Fe} \quad N \quad (5.31)$$

Donde d_e es el diámetro exterior del tanque, d_i es el diámetro interior del tanque, h es la longitud del tanque, γ_{Fe} es el peso específico del hierro $\gamma_{Fe} = 78694 \text{ N/m}^3$. Entonces:

$$P_{ct} = 1894.00 \quad N$$

Peso de una cabeza torisférica del tanque:

$$P_c = \frac{2 \cdot \pi}{3} \cdot (r_e^2 - r_i^2) \cdot h_{tc} \cdot \gamma_{Fe} \quad N \quad (5.32)$$

Donde **re** es el radio de la cabeza torisférica más el espesor del material, **ri** es el radio de la cabeza torisférica del tanque, **htc** es la altura de la cabeza, **Pc** es el peso de la cabeza torisférica del tanque.

$$P_c = 298.90 \text{ N}$$

Peso total del tanque del biodigestor

$$P_t = 2492.00 \text{ N}$$

Peso del cuerpo de la camisa:

$$P_{cc} = \frac{\pi}{4} \cdot (dec^2 - dic^2) \cdot h \cdot \gamma Fe \quad (5.33)$$

Donde **dec** es el diámetro exterior del cilindro de la camisa, **dic** es el diámetro interior del cilindro de la camisa, **h** es la altura de la camisa, **Pcc** es el peso del cuerpo de la camisa.

$$P_{cc} = 1352.00 \text{ N}$$

Peso de la tapa torisférica de la camisa:

$$P_{ctc} = \frac{2 \cdot \pi}{3} \cdot (rec^2 - ric^2) \cdot htt \cdot \gamma Fe \text{ N} \quad (5.34)$$

Donde **rec** es el radio exterior más espesor del material de la camisa, **ric** es el radio interior de la camisa, **htt** es la altura de la cabeza de la camisa, **Pctc** es el peso de la tapa torisférica de la camisa.

$$P_{ctc} = 675.69 \text{ N}$$

Peso del anillo superior de la camisa (tapa):

$$P_{an} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{ae}^2 - d_{ai}^2) \cdot t_s \cdot \gamma_{Fe} \quad N \quad (5.35)$$

Donde **d_{ae}** es el diámetro exterior del anillo, **d_{ai}** es el diámetro interior del anillo, **t_s** es el espesor del anillo, **P_{an}** es el peso del anillo.

$$P_{an} = 228.66 \quad N$$

Peso total de la camisa (P_{ccc})

$$P_{ccc} = 2256.00 \quad N$$

Peso del forro del material aislante:

$$P_{cf} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{fe}^2 - d_{fi}^2) \cdot h_f \cdot \gamma_{Fe} \quad N \quad (5.36)$$

Donde **d_{fe}** es el diámetro exterior más espesor del material, **d_{fi}** es el diámetro interior, **h_f** es la altura del tanque del forro, **P_{cf}** es el peso de la parte cilíndrica del forro.

$$P_{cf} = 226.14 \quad N$$

Peso de las tapas del forro:

$$P_{tt} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{fe}^2 \cdot t_t \cdot \gamma_{Fe} \quad N \quad (5.37)$$

Donde **d_{fe}** es el diámetro del forro, **t_t** es el espesor del forro, **P_{tt}** es el peso de las tapas del forro.

$$P_{tt} = 73.21 \quad N$$

Peso total del forro:

$$P_{tf} = P_{cf} + 2 \cdot P_{tt} \quad N \quad (5.38)$$

Donde ***P_{tf}*** es el peso total del forro, ***P_{cf}*** es el peso de la parte cilíndrica del forro, ***P_{tt}*** es el peso de las tapas del forro.

Entonces, se tiene que el peso total del forro es $P_{tf} = 372.56 \text{ N}$.

Peso del sustrato:

Para este cálculo se va a suponer que todo el sustrato va a ser agua, se hace esta suposición por no existir un valor de la densidad volumétrica del sustrato que en este caso se va a utilizar. Así se tiene lo siguiente:

$$P_{su} = \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \cdot h_s \cdot \gamma_{H_2O} \quad N \quad (5.39)$$

Donde h_s es la altura máxima que puede tener una carga en el tanque del biodigestor, ***d_i*** es el diámetro interior del tanque de biorreacción, **γ_{H_2O}** es la densidad volumétrica del agua, ***P_{su}*** es el peso del sustrato.

$$P_{su} = 5872.00 \text{ N}$$

El peso total del tanque es la sumatoria de todos los pesos parciales $P_{tot} = 20780.00 \text{ N}$, pero, como no se ha tomado en cuenta el peso del aislante así como el peso de los accesorios del sistema se, añade un 10 % por seguridad. Así se tiene que:

$$P_{total} = \frac{(1 + 0.1) \cdot P_{tot}}{9.8} \quad N \quad (5.40)$$

Donde ***P_{total}*** es el peso total del tanque considerando 10% de seguridad.

$$P_{total} = 2333.00 \text{ kg}$$

El cálculo completo y en detalle del peso del sistema se incluye e el Anexo 8

5.1.1.6.2. Dimensionar el perfil a utilizarse como soporte del tanque del biodigestor

Para dimensionar el perfil basta analizar una de las cuatro patas de la estructura, la pata se diseña como una columna, y se asume que no se pandea. Para el dimensionamiento se requieren los siguientes datos:

Peso del Tanque = 5143.38 lb.

Longitud de la columna = 37.79 pulgadas.

Se escoge un soporte de cuatro patas colocadas simétricamente para absorber la carga uniformemente, por tanto:

La carga a soportar por pata = 1283.15 lb.

Se utilizará acero ASTM A-36

$S_u = 58 \text{ ksi.}$

$S_y = 36 \text{ ksi.}$

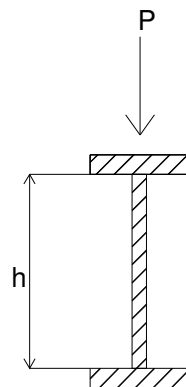


Figura 5.13. Diagrama de cuerpo libre de la columna.

Como se muestra en la Figura 5.13, la columna está expuesta a una carga P . Su dimensionamiento se inicia con la selección de un perfil, el cual tiene que soportar la carga P . Luego se calcula la relación de esbeltez:

$$w = \frac{K \cdot L}{r} \quad (5.41)$$

Donde K es el coeficiente que depende del tipo de sujeción, L es la longitud de la columna, r es el radio de giro, w es la relación de esbeltez.

El coeficiente K toma un valor de acuerdo al tipo de sujeciones que tenga la columna en los extremos. En éste caso la columna tiene en un extremo la sujeción empotrada y en el otro libre, el valor que toma K es 2.

El radio de giro viene dado por la siguiente expresión:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (5.42)$$

Donde I es la inercia, A es el área de la sección transversal del perfil.

Se prueban diferentes perfiles hasta comprobar que uno de ellos soporta la carga P . El perfil tipo ángulo que cumple con los requerimientos tiene las siguientes características:

Ancho = 40 mm

Largo = 40 mm

Area = $1.53 \text{ cm}^2 = 0.235 \text{ pulgadas}^2$

Inercia = $2.44 \text{ cm}^4 = 0.058 \text{ pulgadas}^4$

Por lo tanto: $w = 152.13$

Es necesario encontrar el coeficiente de transición que viene dado por la siguiente expresión:

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E3}{\sigma_y}} \quad (5.43)$$

Donde **E3** es el módulo de elasticidad del material, **σ_y** es el esfuerzo en el límite de fluencia, **Cc** es el coeficiente de transición.

Obteniendo así un $C_c = 126.10$

El coeficiente de transición tiene que ser comparado con la relación de esbeltez y como resulta ser que $W > C_c$. Se aplica la siguiente expresión:

$$\sigma_{adm} = \left(\frac{12}{23}\right) \cdot \left(\frac{\pi^2 \cdot E3}{w^2}\right) \quad (5.44)$$

Donde **σ_{adm}** es el esfuerzo admisible, **E3** es el módulo de elasticidad del material, **w** es la relación de esbeltez.

Con $\sigma_{adm} = 6.45$ Ksi, el peso que soporta cada pata sería:

$$Pf = \sigma_{adm} \cdot A \quad (5.45)$$

Entonces $Pf = 1.52$ Klb. Nota que el peso que soporta el perfil angular es mayor que el peso requerido. $1516 \text{ lb.} > 1283.15 \text{ lb.}$

Estos cálculos se encuentran con todos sus detalles en el Anexo 9.

5.1.2. SELECCIÓN DE TUBERÍAS Y SENSORES

5.1.2.1. Tuberías

Para la selección de la tubería se tomará en cuenta tanto las propiedades físico físicas como dimensionales del material.

5.1.2.1.1. Tubería para el interior del colector

En el interior del colector se puede utilizar tanto tubería de cobre como galvanizada, pero en este caso se va a utilizar tubería de cobre por tener una mayor conductividad térmica. Se utilizará tubería de 13mm (1/2") y de 25.4mm (1") de diámetro tipo M para calentamiento del agua⁴⁵.

5.1.2.1.2. Tubería para el sistema colectores - tanques

Para la conexión entre el biodigestor y los colectores se va a utilizar tubería galvanizada de 3/4", esta tubería no se la va a cubrir con aislante térmico porque la temperatura que se necesita dentro del biodigestor es solamente de 35 °C. Además, el reactor se va a encontrar junto a los colectores de tal manera que el recorrido del agua caliente es corto.

5.1.2.2. Sensores

Las variables que se van a registrar en el biodigestor son: temperatura, presión del gas y presión del agua, por lo que se necesita un sensor por cada variable.

Las características de los sensores de temperatura y de presión de gas se puede observar en las tablas 5.3 y 5.4, estos sensores fueron utilizados en los tanques prueba y que de igual manera se van a utilizar en el prototipo:

⁴⁵ INSTITUTO CENTROAMERICANO DE INVESTIGACIÓN Y TECNOLOGÍA INDUSTRIAL "Colector solar plano manual de fabricación". (1986). p 28.

Tabla 5.3. Características de termómetros WIKA.

ASPECTOS	CARACTERÍSTICAS
Tamaño de esfera	3"
Carcaza	Acero Inoxidable
Rango	0 – 100 °C
Bulbo	2 ½"
Apreciación	1 °C
Marca	WIKA
Garantía	7 años

Tabla 5.4. Características de manómetros WIKA para gas.

ASPECTOS	CARACTERÍSTICAS
Tamaño de esfera	2 ½"
Carcaza	Acero Inoxidable
Rango	0 – 60 PSI
Apreciación	1 PSI
Marca	WIKA
Garantía	1 año

Los termómetros y manómetros antes mencionados, cumplen con las especificaciones requeridas para la presente aplicación.

Tabla 5.5. Características de manómetros para líquidos.

ASPECTOS	CARACTERÍSTICAS
Tamaño de esfera	2"
Carcaza	Plástica
Rango	0 – 100 PSI
Apreciación	1 PSI
Marca	simmons
Garantía	1 año

En el caso de los manómetros para agua se adquirió medidores marca Simmons, en la tabla 5.5 se indica las características técnicas, estos manómetros cumplen las especificaciones del presente estudio.

5.1.3. SISTEMA DE CALENTAMIENTO

Por el resultado obtenido en la matriz de decisión (Tabla 5.1) este sistema se diseñará con un sistema de colectores solares.

5.1.3.1. Modelo matemático de los colectores planos

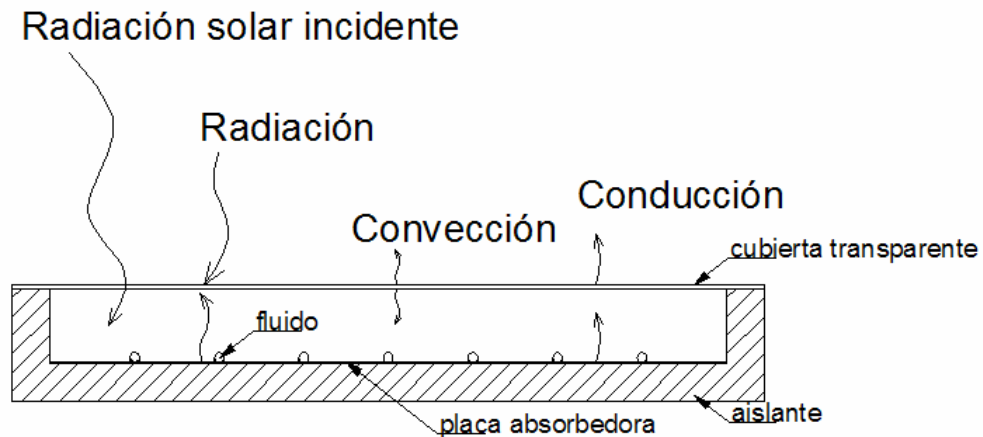


Figura 5.14. Balance energético de un colector solar.

El balance energético para la placa absorbedora es:

$$\alpha_A \cdot (E + \varepsilon_G \cdot \sigma \cdot T_C^4) = \varepsilon_A \cdot \sigma \cdot T_A^4 + h \cdot (T_A - T_C) \quad (5.46)$$

El balance energético para la cubierta transparente es:

$$\alpha_G \cdot (\varepsilon_A \cdot \sigma \cdot T_A^4 + \varepsilon_S \cdot \sigma \cdot T_O^4) + h \cdot (T_A - T_C) = h \cdot (T_C - T_O) + \varepsilon_G \cdot \sigma \cdot T_C^4 + \varepsilon_G \cdot \sigma \cdot T_C^4 \quad (5.47)$$

Donde α_A , ε_A , T_A son absorptancia, emitancia y temperatura del absorbente, α_G , ε_G , T_C son absorptancia, emitancia y temperatura de la cubierta, T_O es la temperatura de cielo, E es la radiación solar incidente.

Suponiendo, en primer lugar, que el fluido a la salida se encuentra a una temperatura constante igual a la del absorbente. Extraerá una energía por unidad de tiempo Qu , y se puede plantear una serie de ecuaciones de

equilibrio térmico. Para una placa absorbente separada de la cubierta de vidrio por un espacio vacío, se cumplirá el siguiente equilibrio térmico por unidad de área cuando se extrae el calor.

$$\alpha_A \cdot (E + \varepsilon_G \cdot \sigma \cdot T_C^4) = \varepsilon_A \cdot \sigma \cdot T_A^4 + Qu \quad (5.48)$$

En la práctica de ingeniería térmica es común, reducir la ecuación del balance calorífico de un colector plano a una forma lineal, introduciendo todas las pérdidas de energía no deseables en un término **UL**, y utilizando un factor de extracción de calor **Fr**, para la pérdida de energía útil, se calcula utilizando la fórmula (5.49).

$$Qu = Ac \cdot Fr \cdot [(\tau \cdot \alpha) \cdot IT - UL \cdot (Ti - Ta) \cdot tT] \quad W \quad (5.49)$$

Donde **Qu** es el calor útil diario o ganancia de energía calórica por parte del fluido en KW-h/día, **Ac** es el área del colector en m², **Fr** es el factor de remoción de calor, es equivalente a la eficiencia de transferencia de calor y en rigor es la relación que existe entre la ganancia útil real de calor del fluido con la que pudiera obtener (idealmente) si toda la superficie de la placa colectora estuviera a la temperatura del fluido de ingreso es adimensional, τ es la transmitancia de la cubierta transparente del colector, que es la relación entre la radiación que logra atravesar la cubierta y la radiación total incidente sobre el colector es adimensional, α es la absortancia de la placa colectora del colector, que se define como la relación entre la radiación solar absorbida por la placa colectora y la radiación solar disponible en el colector es adimensional, $\tau \cdot \alpha$ es el producto (transmitancia – absortancia) efectivo que es la eficiencia óptica del sistema cubierta transparente placa absorbedora, **IT** es la radiación total promedio incidente diaria en KW-h/m²día, **Ti** es la temperatura promedio diario del fluido de ingreso en K, **Ta** es la temperatura ambiente promedio diaria en K, **tT** es el intervalo de tiempo para cada evaluación en h, **UL** es la tasa de transferencia de calor total (perdida) en W/m²K.

Para colectores con una sola cubierta⁴⁶, se tiene que $(\tau \cdot \alpha) = 1$

Determinación del coeficiente de pérdidas totales:

La tasa de transferencia de calor (perdida) **UL**, deberá tomar en cuenta todas las pérdidas posibles del colector hacia el ambiente, y es expresado mediante la siguiente ecuación:

$$UL = Ut + Ub + Ue \frac{W}{m^2K} \quad (5.50)$$

Donde **Ut** es la tasa retransferencia de calor perdida a través de la cubierta transparente, **Ub** es la tasa retransferencia de calor perdida a través del fondo del colector, **Ue** es la tasa retransferencia de calor perdida a través de los lados del colector.

Por el método de KLEIN se tiene que:

$$Ut = \left\{ \frac{N}{\frac{C}{T_p} \left[\frac{T_p - T_a}{N + f} \right]^e} + \frac{1}{hw} \right\}^{-1} + \frac{\sigma \cdot (T_p + T_a) \cdot (T_p^2 + T_a^2)}{[Ep + 0.00591 \cdot N \cdot hw]^{-1} + \frac{2 \cdot N + f - 1 + 0.133 \cdot Ep}{Eg} - N} \quad (5.51)$$

Donde **f** es igual a:

$$f = (1 + 0.089 \cdot hw - 0.1166 \cdot hw \cdot Ep) \cdot (1 + 0.07866 \cdot N) \quad (5.52)$$

N es el número de cubiertas transparentes, **Ep** es la transmitancia de la placa colectora es adimensional, **hw** es el coeficiente de pérdidas debido al viento en W/m^2K , así se tiene que:

⁴⁶ CARRASCO, F. Valor citado en la asignatura de Energías no convencionales. Cap. Energía Solar. 2003.

$$hw = 5.7 + 3.8 \cdot V_v \frac{W}{m^2K} \quad (5.53)$$

V_v es la velocidad del viento en m/s, Eg es la transmitancia de la cubierta transparente es adimensional, Tp es la temperatura media de la placa en K, Ta es la temperatura media ambiente en K, C de acuerdo a la tesis de Oñate⁴⁷ es igual a:

$$C = 520 \cdot (1 - 0.0000151 \cdot \beta^2) \quad (5.54)$$

para $0^\circ \leq \beta \leq 70^\circ$, y para $70^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$ usar $\beta = 70^\circ$ y $e = 0.43 (1 - 100/Tp)$, σ es la constante de Estefan – Boltzman, β es el ángulo de inclinación del colector con respecto a la horizontal en grados.

Y por el método de Holland para el cálculo de Ut queda de la siguiente manera:

$$Ut = \left(\frac{1}{h1 + hr} + \frac{1}{hw + hr2} \right)^{-1} \frac{W}{m^2K} \quad (5.55)$$

Donde $h1$ es el coeficiente de transferencia de calor entre la placa colectora y el aire circulante, hr es el coeficiente de radiación placa cubierta, hw es el coeficiente de pérdidas debido al viento, $hr2$ es el coeficiente de radiación cubierta ambiente.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor entre la placa colectora y el aire circulante $h1$ se tiene:

$$h1 = \frac{Nu \cdot K1}{d} \frac{W}{m^2K} \quad (5.56)$$

⁴⁷ OÑATE, A. Diseño y construcción de un deshidratador solar de frutas. Tesis Ing. Mec. Quito. Escuela Politécnica del Ejército. 1997. p 85.

Donde K_1 es la conductividad térmica del aire, d es la longitud entre cubierta transparente y placa absorbadora, Nu es el número de Nusselt y su cálculo se realiza con la siguiente expresión:

$$Nu = 1 + 1.44 \cdot \left(1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos(\beta)}\right)^+ \cdot \left[1 - \frac{(\sin(1.8 \cdot \beta))^{1.6} \cdot 1708}{Ra \cdot \cos(\beta)}\right] + \left[\left(\frac{Ra \cdot \cos(\beta)}{5830}\right)^{\frac{1}{3}} - 1\right]^+ \quad (5.57)$$

Donde los miembros de la ecuación que tienen un signo positivo como exponente, quiere decir que estos siempre tienen que ser mayores que cero, caso contrario no se los tomará en cuenta para la operación, β es el ángulo de inclinación del colector con respecto a la horizontal en grados, Ra es el número de Rayleigh y su cálculo se realiza con la siguiente ecuación:

$$Ra = \frac{g \cdot \frac{1}{(T_p + T_c)} \cdot (T_p - T_c) \cdot d^3 \cdot Pr}{\gamma^2} \quad (5.58)$$

Donde g es la gravedad, T_p es la temperatura de la placa absorbadora, T_c es la temperatura de la cubierta transparente, d es la longitud entre cubierta transparente y placa absorbadora, Pr es el número de Prandtl, γ es la viscosidad cinemática del aire.

Para el cálculo del coeficiente de radiación placa cubierta se tiene:

$$hr = \frac{\sigma(T_p^2 + T_c^2) \cdot (T_p + T_c)}{\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} - 1} \frac{W}{m^2K} \quad (5.59)$$

Donde σ es la constante de Stefan – Boltzman, T_p es la temperatura de la placa absorbadora, T_c es la temperatura de la cubierta transparente, E_p es la

emitancia de la placa colectora es adimensional, **Eg** es la emitancia de la cubierta transparente es adimensional.

Para el cálculo del coeficiente de pérdidas debido al viento se utiliza la ecuación (5.52), y para el cálculo del coeficiente de radiación cubierta ambiente se tiene:

$$hr_2 = \sigma \cdot (T_c + T_s) \cdot (T_c^2 + T_s^2) \cdot E_g \quad \frac{W}{m^2K} \quad (5.60)$$

Donde σ es la constante de Stefan – Boltzman, **Tc** es la temperatura de la cubierta transparente, **Eg** es la emitancia de la cubierta transparente es adimensional, **Ts** es la temperatura de cielo y se utiliza la siguiente ecuación:

$$T_s = 0.0522 \cdot T_a^{1.5} \quad K \quad (5.61)$$

Donde **Ta** es la temperatura media ambiente.

Para validar la temperatura de la cubierta transparente se tiene la siguiente expresión:

$$T_c = T_p - \frac{U_t \cdot (T_p - T_a)}{h_1 + hr} \quad K \quad (5.62)$$

Donde **Tp** es la temperatura media la placa colectora, **Ta** es la temperatura media ambiente, **h1** es el coeficiente de transferencia de calor entre la placa colectora y el aire circulante, **hr** es el coeficiente de radiación placa cubierta.

Las expresiones para coeficiente de pérdidas a través del fondo del colector **Ub** y el coeficiente de pérdidas a través de los lados del colector **Ue** están dadas por⁴⁸:

⁴⁸ OÑATE, A. Diseño y construcción de un deshidratador solar de frutas. Tesis Ing. Mec. Quito. Escuela Politécnica del Ejército. 1997. p 87.

$$U_b = \frac{K}{L} \cdot \frac{W}{m^2K} \quad (5.63)$$

$$U_e = \frac{\frac{K}{L_1} \cdot A_1}{A_c} \cdot \frac{W}{m^2K} \quad (5.64)$$

Donde **K** es la conductividad del aislamiento, **L** es el espesor del aislamiento parte posterior, **A1** es el área lateral del colector, **Ac** es el área del colector, **L1** es el espesor del aislamiento lateral, **A1** es el área lateral del colector, **Ac** es el área del colector.

El factor de remoción de calor está representado por la siguiente expresión:

$$Fr = \frac{m \cdot cp}{Ac \cdot UL \cdot F^1} \cdot \left(1 - e^{-\left[\frac{Ac \cdot UL \cdot F^1}{m \cdot cp} \right]} \right) \quad (5.65)$$

Donde **Fr** es el factor de remoción de calor, **m** es el régimen de flujo de masa de agua en Kg/s, **cp** es la capacidad calórica del agua en J/Kg·K, **Ac** es el área del colector, **F¹** es el factor de eficiencia del colector es adimensional, y representa la relación entre la ganancia real de energía útil por parte del fluido de trabajo con la ganancia útil que resultaría si la placa colectora estuviera a la temperatura local del fluido. Para cada geometría de colector solar el factor de eficiencia tiene su propia expresión⁴⁹ matemática. Así para placa plana se tiene:

$$F^1 = \frac{1}{1 + \frac{UL}{h_1 \left(\frac{1}{\frac{1}{h_2} + \frac{1}{hr}} \right)}} \quad (5.66)$$

⁴⁹ DUFFIE J, BECKMAN W, Solar Engineering of thermal Processes. Jhon Wiley & Sons. Inc. 1980. p 238.

Donde **h1** es el coeficiente de transferencia de calor entre la placa colectora y el aire circulante en W/m²°C, **h2** es el coeficiente de transferencia de calor entre la placa posterior y el aire circulante W/m²°C, en el caso de que las placas posterior y colectora sean planas se pueden considerar h1 y h2 como iguales⁵⁰, **hr** es el coeficiente de transferencia de calor por radiación placa cubierta en W/m²°C.

Como el valor de la temperatura de placa **Tp** al principio de los cálculos es supuesto, se utiliza la siguiente expresión matemática, para validar este valor:

$$T_{p2} = T_{fi} + \frac{Q_u}{\left(\frac{A_c}{UL \cdot Fr}\right) \cdot (1 - Fr)} \quad K \quad (5.67)$$

Donde **Tp** es la temperatura de la placa absorbadora, **Tp2** es la temperatura de placa resultante de los cálculos, **Tfi** es la temperatura de ingreso del fluido, **Ac** es el área del colector, **Fr** es el factor de remoción de calor. Se realiza de manera interactiva los cálculos hasta que las dos temperaturas (**Tp** y **Tp2**) sean casi del mismo valor.

El cálculo completo en detalle de colectores planos se incluye en el Anexo 10. Donde se tiene como resultado que $Q_u = 0.517 \text{ KW}$

5.1.3.2. Cálculo del número de colectores

Para calcular el número de colectores se tiene que relacionar el calor que se necesita para calentar el agua que se va a tener dentro de la camisa, con el calor que proporciona cada colector, por lo tanto el número de colectores viene dado por la siguiente expresión:

⁵⁰ OÑATE, A. Diseño y construcción de un deshidratador solar de frutas. Tesis Ing. Mec. Quito. Escuela Politécnica del Ejército. 1997. p 89.

$$N_c = \frac{Q_n}{Q_u} \quad (5.68)$$

Donde $Q_n = 2.79 \text{ Kw}$ es el calor necesario para calentar el agua dentro de la camisa, Q_u es el calor que proporciona cada colector, N_c es el número de colectores. Como se indica en el Anexo 11.

Por tanto, N_c es 5.40 colectores.

Por lo que se va a construir 6 colectores.

5.1.3.3. Selección de la bomba del sistema

Para escoger una bomba para el sistema hay que determinar las pérdidas que se tiene en las conexiones y tuberías pero hay que notar que el coeficiente⁵¹ de pérdidas que se da para tuberías es por cada 30.4 m de longitud de tubería, y el tanque del biodigestor se encuentra junto a los colectores solares, por tanto, no se tiene un tendido de tubería de tal longitud, de tal manera se opta por adquirir la bomba con la potencia más baja que existe en el mercado.

Ésta tiene las siguientes características técnicas:

Potencia = 1/2 Hp.

Presión máxima = 51 psi.

Caudal = 36 l/min.

5.1.4. SISTEMA DE CARGA Y DESCARGA

Para el sistema de carga y descarga se debería calcular los volúmenes de los recipientes o tanques de carga y descarga, pero como para este caso es un tanque prototipo para realizar pruebas y lo que se quiere es bajar el tiempo de

⁵¹ AZEVEDO J, ACOSTA A, Manual de hidráulica. Editorial HARLA. Harper & Row Latinoamericana. México. 1817. p 211.

retención, no va existir una carga continua, si no, una carga sólo cuando se quiera experimentar.

Como el biodigestor es de acero estructural A36 la tubería del sistema da carga y de descarga tiene que ser necesariamente metálico, y si es posible del mismo material a fin de que se pueda adherir al tanque del biodigestor⁵² con un buen proceso de soldadura. Entonces se trabajará con tubo de hacer A 36 y con un diámetro de 200 mm. La inclinación del tubo de carga será de 45º y como se trata de un prototipo de pruebas, se trabajará con un tubo (del mismo diámetro) horizontal que va soldado a la base del tanque del biodigestor para que se tenga facilidad para la limpieza y éste será el tubo de descarga. Cabe recalcar que los dos tubos van sellados con la ayuda de bridas, las cuales deben tener un excelente empernado para que soporten la presión que se puede generar en el interior del biodigestor.

5.1.5. ACCESORIOS

Los accesorios que se utilizan para el presente proyecto se especifican en las siguientes Tablas:

Tabla 5.6. Accesorios del proyecto.

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Tubo cobre M 1/2"	12
2	Tubo cobre M 1"	3
3	Pl. galv. 1220x2440x0.8mm	9
4	Remaches pop 4.8x12mm	144
5	Pl. aluminio 1000x2000x1.25mm	6
6	Vidrios temp. 1000x2000x4mm	6
7	Lana de vidrio con al	3
8	Ang. lamd. 30x30x3mm	9
9	Varillas cuadradas 9mm	6
10	Electrodo 6010 1/8"	6
11	Thinner	3
12	Envase plástico	3

⁵² Instituto de Investigación Tecnológica Industrial y de Normas Técnicas, Sector Industria. Publicaciones del ITINTEC: Serie:"Hagalo UD. Mismo" Como Construir un Biodigestor, Manual N° 4, Perú: Editorial SN. 1983. p 16.

Tabla 5.7. Accesorios del proyecto (continuación).

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
13	Galón de pintura gris	1.5
14	Galón de pintura negra	3
15	Tubos de silicón	6
16	Pl. lamd. cal. 1220x2440x4mm	2
17	Pl. lamd. cal. 1220x2440x6mm	1
18	Pl. lamd. cal. 1220x2440x8mm	2
19	Ang. imp. 65x65x6mm	1
20	Pl. galv. 1220x2440x0.8mm	5
21	Brida ANSI 150 psi	2
22	Lana de vidrio 650x2500x25.4mm	36
23	Remaches pop 4.8x12mm	200
24	Ang. lamd. 30x30x3mm	2
25	Codos 1/2"	18
26	Codos 3/4"	3
27	Codos 1"	3
28	Tee HG 3/4" a 1/2"	14
29	Tee HG 1"	1
30	Tee HG 1" a 1/2"	1
31	Tee HG 1/2"	4
32	Tee HG 3/4"	2
33	Válvula check 3/4"	1
34	Válvula check 1"	1
35	Unión HG 1/2"	2
36	Unión HG 3/4"	14
37	Unión HG 1"	3
38	Bushing 3/4" a 1/2"	14
39	Bushing 1" a 3/4"	4
40	Bushing 1/2" a 1/4"	3
41	Neplo HG corrido 1"	5
42	Neplo HG corrido 1/2"	13
43	Neplo HG corrido 3/4"	8
44	Neplo HG 3/4"x4"	6
45	Neplo HG 1/2"x4"	30
46	Neplo HG 1"x4"	1
47	Neplo HG 1/2"x16"	2
48	Neplo HG 3/4"x 2 1/2"	2
49	Neplo HG 1/2"x3"	1
50	Universal 1/2"	12
51	Universal 3/4"	1
52	Universal 1"	1
53	Tapones macho 3/4"	2
54	Tubos 3/4"	3

Tabla 5.8. Accesorios del proyecto (continuación).

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
55	Tubo 1"	1
56	Bomba 1/2 hp	1
57	Rollos de teflón	40
58	Permatex	1
59	Tubería virgen flex 3/4" 91 psi	25
60	Tubería virgen flex 1" 64 psi	15
61	Manguera reforzada gas 5/16"	5
62	Abrazadera a.c. 25/32" titan 3/4"	4
63	Abrazadera a.c. 1 1/16" titan 1"	4
64	Abrazadera a.c. 1/2" titan	4
65	Adaptador flex 1/2"	2
66	Adaptador flex 3/4"	2
67	Adaptador flex 1"	2
68	Válvula compueta 3/4" pegler	5
69	Válvula bola 1/2" pegler	1
70	Válvula de alivio 80 psi	2
71	Cable gemelo 12 AWG	50
72	Fotocélula	1
73	Panel monofásico 1 espacio	1
74	Breaker 1 polo 20 A	1
75	Manómetro de 100 psi USA	2
76	Manómetro 60 psi gas	1
77	Termómetros 100 °C	3

5.2. CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO

Los colectores fueron construidos en el Laboratorio de Máquinas Herramientas de la ESPE, no así el biorreactor que requirió de mano de obra calificada y equipo apropiado para la conformación de las cabezas torisféricas.

5.2.1. HOJAS DE PROCESO

Dentro de la construcción del sistema de biodegradación acelerada se realizaron diagramas de procesos para las diferentes partes. Los cuales se incluyen en el Anexo 12.

5.2.2. PLANOS DE MONTAJE E INSTALACIÓN

Los planos se indica en el Anexo 13.

5.2.3. MEDIDAS DE SEGURIDAD

Entorno de Obra:

Es necesario establecer una zona de trabajo cerrada para proteger a los colectores solares y el resto de equipo.

También se deberán colocar rótulos normalizados y un sistema de iluminación eficaz para la señalización nocturna.

Carga del biorreactor:

En la preparación de la mezcla estiércol–hierba se utilizarán guantes de plástico de un solo uso, que se desecharán después de cargar la mezcla en el biorreactor, se utilizarán gafas de seguridad contra proyecciones durante la preparación y carga de la mezcla,

Movimiento del biorreactor:

La maquinaria como grúa o montacargas que se utilice para mover el biorreactor debe estar en buen estado de conservación y mantenimiento, se comprobarán todos los elementos ganchos, cables, pestillos, eslingas, entre otros según sea el caso, no habrá nadie debajo de la carga suspendida y las operaciones serán guiadas por un ayudante cuando el operador no tenga a la vista la carga.

Herramientas:

Las herramientas se usarán tan sólo para su fin específico, se comprobará el buen estado de las herramientas, las herramientas de corte se mantendrán bien afiladas y protegidas con fundas, no se utilizarán gasolinas u otros hidrocarburos ligeros para limpiar piezas o herramientas.

Protección respiratoria:

Para los trabajos en los que sea previsible la insuficiencia del oxígeno u otra causa que pueda afectar a la respiración, se utilizarán los equipos de respiración autónoma con máscara a demanda o a presión positiva.

Protección cara y ojos:

Se utilizarán gafas o pantallas de protección cuando exista riesgo de proyección de partículas sólidas o líquidas, producción de gases perjudiciales, deslumbramientos, radiaciones térmicas y/o ultravioletas o cualquier otra circunstancia peligrosa para la vista o el rostro.

Protección de las manos:

Trabajos con riesgo de contacto eléctrico: guantes de caucho garantizados para los voltajes que se puedan encontrar.

Riesgos del biogás:

El biogás es inflamable y asfixiante (olor a huevo podrido) y cuando exista la posibilidad de tener biogás en la atmósfera de trabajo por la naturaleza de la propia operación o por fallo en la misma, se trabajará de acuerdo con las siguientes recomendaciones, se prohíbe acercarse con llama, producir chispas o fumar en las inmediaciones del área (personal propio o ajeno), se debe tener a mano extintor.