



Universidad Austral de Chile

Facultad de Ciencias de la Ingeniería

Escuela de Ingeniería Civil Mecánica

“AISLAMIENTO TÉRMICO DE BIODIGESTOR EN PLANTA DE TRATAMIENTO DE AGUAS SERVIDAS OSORNO”

Tesis para optar al Título de:
Ingeniero Mecánico

Profesor Patrocinante:
Sr. Misael Fuentes Paredes.
Ing. Mecánico
Magíster (C) Modelado del Conocimiento
Entornos Visuales.

GERMÁN EDUARDO CÁRDENAS ZÚÑIGA.
VALDIVIA - CHILE
2009

El Profesor Patrocinante y Profesores Informantes del Trabajo de Titulación comunican al Director de Escuela de Ingeniería Civil Mecánica de la Facultad de Ciencias de la Ingeniería, que el Trabajo de Titulación del señor:

GERMÁN EDUARDO CÁRDENAS ZÚÑIGA

Ha sido aprobado en el examen de defensa rendido el día 16 de Octubre del 2009, como requisito para optar al Título de Ingeniero Mecánico. Y, para que así conste para todos los efectos firman:

Profesor Patrocinante:

Sr. Misael Fuentes Paredes _____

Profesores Informantes:

Sr. Claudio Bastidas Cumián _____

Sr. Marcelo Paredes Cifuentes _____

V ° B ° Director de Escuela:

Sr. Milton Lemarie Oyarzún _____

Agradecimientos:

En primer lugar quiero agradecer a mis padres, Lucía Zúñiga R. y Germán Cárdenas O. porque sin su apoyo, a lo largo de mi vida estudiantil, tal vez no estaría culminando esta etapa.

También dar las gracias a María Eugenia Zúñiga R. quien estuvo presente en momentos difíciles, siempre con una palabra de aliento y ayudándome sin tener obligación de hacerlo.

Además, agradecer a mi polola Yetsy Macarena y familia, quienes han estado presentes en todo momento, principalmente a Yetsy por el incondicional apoyo y participación activa en el desarrollo de este trabajo, acompañándome a hacer mediciones en terreno muchas veces con frío y lluvia.

Finalmente, agradecer al profesor Sr. Misael Fuentes que me guió en el desarrollo de este trabajo, sin dejar de mencionar a mis tíos Jaime García y Abel Ortega quienes estuvieron cuando los necesité.

A mis padres, hermanos y hermanita.

ÍNDICE

	Página N°
RESUMEN	1
SUMMARY	2
INTRODUCCIÓN	3
Identificación del problema	4
Planteamiento general del problema	4
Antecedentes preliminares	5
OBJETIVOS DEL PROYECTO	6
Objetivo General	6
Objetivos Específicos	6
 DESARROLLO DEL TRABAJO	
CAPÍTULO I. PLANTA DE TRATAMIENTO DE AGUAS SERVIDAS OSORNO	
1.1 Descripción básica del proceso del lodo que ingresa al digestor	8
1.1.1 Llegada del efluente	8
1.1.2 Tamices	8
1.1.3 Puentes desarenadores	9
1.1.4 Decantación primaria	9
1.1.5 Reactores biológicos	10
1.1.6 Decantación secundaria	12
1.1.7 Flotador de lodos	13
1.2 DIGESTOR ANAERÓBICO	15
1.2.1 Funcionamiento	16
1.2.2 Clasificación del digestor	17

1.2.2.1	Tipo de carga	17
1.2.2.2	Intensidad de mezcla	18
1.2.2.3	Manejo del sustrato	18
1.2.2.4	Manejo Bioquímico	18
1.2.3	Características Principales	19
CAPÍTULO II. ETAPAS, VARIABLES Y BIOGÁS DE LA DIGESTIÓN ANAERÓBICA		20
2.1	<i>Digestión Anaeróbica</i>	20
2.1.1	Ventajas y desventajas de la digestión anaeróbica	20
2.1.2	Etapas de degradación anaeróbica de materias orgánicas	22
2.1.2.1	Primera fase o de licuación	22
2.1.2.2	Segunda fase o de producción de ácido	22
2.1.2.3	Tercera fase o acetogénesis	22
2.1.2.4	Cuarta fase o de producción de metano	23
2.1.3	Clasificación de los procesos de digestión para obtener biogás	25
2.1.3.1	Forma de alimentación	25
2.1.3.2	Temperatura	26
2.1.3.3	Etapas de fermentación	27
2.1.4	Condiciones necesarias para la fermentación	28
2.1.4.1	Un ambiente estrictamente anaeróbico	28
2.1.4.2	Material de arranque	28
2.1.4.3	temperatura	29
2.1.4.4	pH	31
2.1.4.5	Presión interna del digestor	32
2.1.4.6	Agitación	32
2.1.4.7	Promotores e inhibidores de la fermentación	34
2.2	<i>Biogas</i>	36
2.2.1	Usos	37
2.2.2	Principales factores que afectan la producción de gas	37
2.2.2.1	Tipo de sustrato	38

2.2.2.2	Temperatura del sustrato	38
2.2.2.3	Carga volumétrica	40
2.2.2.4	Tiempo de retención hidráulico (TRH)	41
2.2.2.5	Nivel de acidez (pH)	43
2.2.2.6	Relación Carbono-Nitrógeno (C:N)	44
2.2.2.7	Concentración del sustrato	45
2.2.2.8	Agregado de inoculantes	45
2.2.2.9	Grado de mezclado	46
2.2.2.10	Presencia de compuestos inhibidores del proceso	46
CAPÍTULO III. TRANSFERENCIA DE CALOR Y AISLAMIENTO TÉRMICO.		47
3.1	Mecanismos de transmisión	47
3.1.1	Conducción	47
3.1.2	Convección	52
3.1.3	Radiación	64
3.2	Aislamiento térmico	66
CAPÍTULO IV. PÉRDIDA DE ENERGÍA DEL DIGESTOR.		69
4.1	Mediante conducción	69
4.2	Mediante convección	79
4.3	Mediante Radiación	90
CAPÍTULO V. ESPESOR NECESARIO Y TIPO DE AISLAMIENTO ÓPTIMO.		91
5.1	Determinación del espesor necesario de aislamiento	91
5.2	Materiales comerciales de aislamiento térmico más comunes	93
5.3	Elección del (o los) material (es) de aislación	96

CAPÍTULO VI. ALTERNATIVAS DE DISEÑO, COSTOS Y COMPARACIÓN ECONÓMICA	100
6.1 Alternativas de Diseño	100
6.1.1 Alternativa A	100
6.1.2 Alternativa B (encamisado protector)	102
6.2 Resumen de Costos	118
6.3 Comparación económica de Inversión y Operación	118
CONCLUSIONES	119
BIBLIOGRAFÍA	121
ANEXOS	122

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>N°</i>		<i>Página</i>
1	Línea de flujo del lodo	7
2	Tamiz Rotatorio	8
3	Puente desarenador	9
4	Decantación primaria - Espesador de Lodos	10
5	Reactor biológico, ducto de aireación, digestor y gasómetro	11
6	Reactores biológicos y decantadores secundarios	12
7	Flotador de lodos	13
8	Caldera acuatubular operada con biogás o diesel.	14
9	Intercambiador de calor de 6 tubos concéntricos.	15
10	Digestor Planta de Tratamiento de Aguas Servidas Osorno.	16
11	Sistema de Inyección del gas que ingresa al digestor	17
12	Modelo simplificado del digestor. Paneles de 30 y 60 centímetros	19
13	Etapas de la fermentación bacteriana	24
14	Producción de gas a diferentes temperaturas	31
15	Principales usos del biogás	37
16	Rango óptimo de producción de gas	40
17	Curvas características de diferentes sustratos	42
18	Curva típica del crecimiento bacteriano	45
19	Sistemas de coordenadas cilíndricas para la ecuación general de la conducción	49
20	Conducción radial de calor	51
21	Flujo de calor para $T_1 > T_2$	54
22	Oposición de la fuerza de empuje y la fuerza viscosa que actúan sobre el fluido	59
23	Transferencia de calor global a través de una pared plana	63

24	Intervalos de las conductividades térmicas de aislantes térmicos y productos de conductividad térmica y densidad en masa.	67
25	Intervalos de conductividad térmica de materiales aislantes fibrosos y celulares típicos.	68
26	Paneles del biodigestor	69
27	Solución gráfica para calcular la pérdida de energía por conducción	71
28	Forma de analizar la cúpula del digestor	75
29	Variación de los coeficientes de fricción locales y de transferencia de calor para el flujo sobre una placa plana	83
30	Medidas principales de la cúpula	88
31	Base de concreto construida en los paneles de 30 centímetros de espesor	103
32	Vista principal del Digestor	104
33	Vista superior del Digestor	105
34	Corte de la base de concreto y sus dimensiones constructivas	106
35	Perforaciones y fijaciones de cada vertical	108
36	Detalle A.	109
37	Sujeción de los verticales a la base de concreto	109
38	Representación de la fijación de los verticales	110
39	Disposición de las planchas y verticales	111
40	Corte que muestra la posición de las planchas y los verticales	112

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla</i>		<i>Página</i>
1	Efectos del material de arranque sobre el rendimiento del gas	29
2	Rendimiento de gas en digestores pequeños rurales	30
3	Relación entre la producción de gas y la presión interna del digestor	32
4	Concentraciones de ciertos inhibidores comunes	35
5	Composición y características del biogás	36
6	Clasificación de las bacterias según su rango de temperatura	39
7	Valores característicos del número de Prandtl	57
8	Temperaturas ambiente y superficial del digestor	70
9	Pérdida de calor de cada panel	74
10	Orden de magnitud de los coeficientes de transferencia de calor por convección	80
11	Números de Reynolds, capa límite y coeficientes de convección locales para el digestor cada un metro de longitud	85
12	Números de Reynolds, capa límite y coeficientes de convección locales para la cúpula cada un metro de longitud	87
13	Porcentaje de pérdida de calor en función del coeficiente de calor a diferentes espesores de aislamiento	93
14	Costos de arriendo y transporte de andamios	101
15	Costo total de camisa de aislamiento térmico	102
16	Madera impregnada y sus dimensiones	107
17	Costos de la malla de sujeción y Cubierta	114
18	Costo total Alternativa A	115
19	Consumo diesel de caldera Mayo 2007.	116
20	Resumen del Consumo de diesel del año 2007.	117

RESUMEN

El siguiente trabajo, es un proyecto que tiene como objetivo dar una solución a la problemática que tiene la empresa ESSAL S.A. ubicada en la ciudad de Osorno, específicamente en época invernal cuando las condiciones ambientales de la zona hacen disminuir la temperatura de funcionamiento óptima al interior del digestor.

Se realiza una revisión bibliográfica de los procesos biológicos que se dan al interior del digestor para comprender el funcionamiento y las variables que rigen el comportamiento de la masa biológica, desde el punto de vista de la destrucción de agentes patógenos y la producción de biogas.

Luego se da una descripción básica de cada etapa del proceso del lodo que ingresa al digestor, para luego clasificarlo.

En base a mediciones en terreno se determina la pérdida energética del digestor, con esta información y las características constructivas de este se determina el material aislante apropiado para el caso, eligiendo el espesor óptimo desde el punto de vista de la eficiencia energética y el costo de inversión.

Se dan dos posibles soluciones de diseño de la camisa de aislamiento.

Finalmente se realiza una comparación económica de los costos de operación e inversión.

SUMMARY

The following work, it's a project that give a solution to the problematics that has the company ESSAL S.A. located in Osorno's city, specifically in winter epoch when the environmental conditions of the zone decrease the optimal operating temperature inside the digester.

We performed a literature review of the biological processes that occur inside the digester to understand the functioning and the variables that govern the behavior of the biological mass, from the viewpoint of the destruction of agents pathogens and production of biogas.

Then one gives a basic description of every stage of the process of the sludge that deposits the digestor, then to classify it.

On the basis of measurements in area the energetic loss of the digestor decides, with this information and the constructive characteristics of this one there decides the insulating material adapted for the case, choosing the optimal thickness from the point of view of the energetic efficiency and the cost of investment.

They give themselves two possible solutions of design of the insulation jacket.

Finally there is realized an economic comparison of the costs of operation and investment.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad la preocupación por el medio ambiente ha llevado al país, sumarse a las medidas impuestas mundialmente para proteger el medio ambiente, y una de estas medidas es tratar las aguas servidas, lo que implica que los residuos no tengan un impacto negativo en el medio.

Existen variados métodos y formas de conseguir que los residuos domiciliarios e industriales no tengan repercusión negativa en el medio ambiente. Una de estas es la estabilización de los lodos residuales con el uso de un biodigestor, el uso de estos se ha incrementado en los últimos años debido a que es un método eficiente de estabilización y además permite obtener biogás producto de la descomposición de la materia orgánica.

El funcionamiento de los biodigestores se ve afectado por diversos factores como el sustrato (nutrientes disponibles), la temperatura de este, la carga volumétrica, el tiempo de retención hidráulico, el nivel de acidez, etc.

Lograr mantener la temperatura al interior del biodigestor es lo que motiva el desarrollo del presente, que se da a lugar en la Planta de tratamiento de aguas servidas (PTAS) de la ciudad de Osorno, km 12 camino a Trumao.

Identificación del problema

En distintas partes del país, las plantas de tratamiento de aguas servidas culminan la estabilización mediante el uso de digestores. Sin embargo debido a las condiciones climáticas de la zona sur del país y principalmente en época de invierno se ve alterado el correcto funcionamiento de estos debido a las bajas temperaturas, lluvias y viento que disminuyen la temperatura al interior del digestor.

Planteamiento general del problema

La empresa ESSAL S.A. en la planta de aguas servidas de Osorno desde sus inicios de puesta en marcha, tiene el problema que en condiciones climáticas adversas (bajas temperaturas, lluvia y viento) la temperatura al interior del digestor baja del mínimo óptimo para no alterar el proceso biológico que ocurre al interior de este.

El rango óptimo de temperatura al interior del digestor fluctúa entre 35°C y 38°C. Este rango se consigue mediante el paso del lodo homogeneizado a través de un intercambiador de calor, el cual logra elevar la temperatura del sustrato hasta 40 °C. Además de una recirculación de lodos que tiene la finalidad de mantener la masa biológica y la temperatura al interior del digestor. El intercambiador de calor es de tipo tubular y utiliza agua caliente proveniente de una caldera que opera con biogás o petróleo.

Es aquí donde se presenta el inconveniente del proceso, es decir, cuando es necesaria la conversión del biogás al petróleo. Esto se debe a que en ocasiones y en época invernal, las condiciones medio ambientales de la

zona y temperaturas generalmente bajo cero, disminuyen la temperatura al interior del digestor hasta un nivel crítico.

La única medida auxiliar que se puede tomar es operar la caldera con diesel, ya que no se puede arriesgar perder el proceso biológico.

El funcionamiento del sistema está diseñado para obtener energía del mismo proceso, esto es producir gas y obtener un biocombustible para operar la caldera. Sin embargo al no producirse esta lógica de funcionamiento el costo operacional del proceso aumenta significativamente.

Por otra parte, como proyecto futuro, a corto plazo se pretende instalar una **secadora de lodos**, que lógicamente, operaría con el biogás que se obtiene. Esto obliga a hacer más eficiente el sistema, y este punto pasa básicamente por lograr mantener la temperatura al interior del digestor en el rango óptimo, y así de esta manera evitar que las condiciones medio ambientales de la zona afecten la producción de biogás.

Antecedentes preliminares

La digestión anaeróbica se ha venido estudiando hace mucho tiempo en el mundo, principalmente en China, India y posteriormente en países europeos. Sin embargo en el occidente y principalmente en nuestro país es un tema relativamente nuevo. En la zona sur existen Biodigestores en las ciudades de Concepción y Temuco, ESSBIO y Aguas Andina respectivamente, que al igual que en la empresa ESSAL se trata de plantas de tratamiento de aguas servidas que tienen digestores como mecanismo de estabilización y mediante los cuales obtienen energía en forma de biogás.

Las características constructivas de los digestores antes señalados, son similares al que se encuentra en la planta en donde se lleva a cabo el presente estudio. Sin embargo estos se encuentran con aislamiento térmico.

Por otra parte, generalmente las condiciones climáticas de Concepción y Temuco son mejores que las que se encuentran en Osorno. Debido a estos antecedentes, es que el planteamiento de realizar un proyecto de aislamiento térmico del digestor es optimista en cuanto a los resultados esperados.

OBJETIVOS DEL PROYECTO.

Objetivo general.

- Realizar proyecto de aislamiento térmico del digestor para evitar que las condiciones ambientales de la zona disminuyan la temperatura al interior de este.

Objetivos específicos.

- Calcular la pérdida de energía del sistema en condiciones específicas más desfavorables.
- Diseñar camisa de aislamiento.
- Realizar comparación de costos de operación (referido a cuando es necesario el uso de diesel en la caldera) e inversión (referido a la construcción del aislamiento).

CAPÍTULO I. PLANTA DE TRATAMIENTO DE AGUAS SERVIDAS OSORNO.

Esta planta de tratamiento de aguas servidas (PTAS) es la encargada de la depuración de la totalidad de las aguas servidas y RILES de la ciudad. El diseño de esta planta considera el tratamiento de las aguas servidas generadas por la población proyectada al año 2024, con un caudal promedio de $25.000 \text{ m}^3 / \text{dia}$.

Técnicamente es una Planta de lodos activados en aireación extendida que culmina la estabilización en un Biodigestor Anaerobio de 4500 m^3 de capacidad total.

A continuación se muestra la línea de flujo del tratamiento del agua servida y RILES que ingresan a la planta (no se muestra el proceso de desinfección).

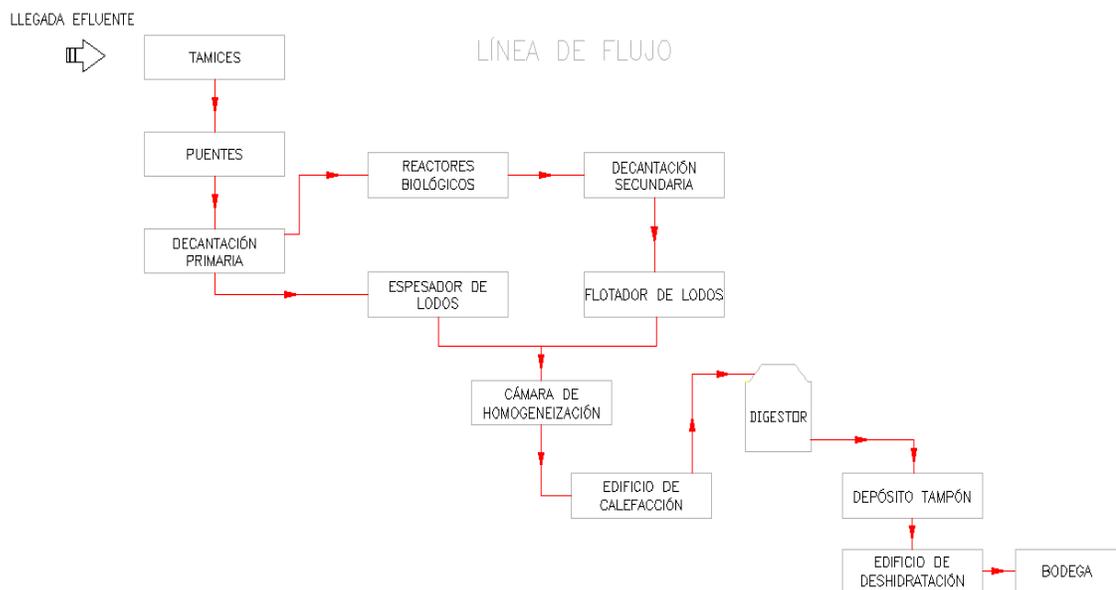


Figura N°1. Línea de flujo del lodo.

1.1 Descripción básica del proceso del lodo que ingresa al digestor.

1.1.1 Llegada del efluente.

Las aguas servidas de la ciudad como es, la recolección de la totalidad de las aguas del alcantarillado público y RILES son conducidos hasta la planta para comenzar el proceso de desinfección.

1.1.2 Tamices.

El proceso comienza con la remoción de partículas gruesas (ramas, elementos inorgánicos, etc.), que no participan en el proceso biológico, esto gracias a tres *Tamices Rotatorios*, en que dos de ellos están en continuo funcionamiento. El tercer tamiz entra en funcionamiento en caso de avería, mantención rutinaria de alguno de los tamices, o cuando la carga diaria es muy grande. Ver figura 2.



Figura N°2. Tamiz rotatorio.

1.1.3 Puentes desarenadores.

Enseguida el flujo pasa por los *Puentes Desarenadores*, en estos se saca la arena mediante bombas sumergibles instaladas al fondo del estanque que van extrayendo el material que decanta en forma rápida gracias a unos filtros de aireación que están en continuo funcionamiento logrando cambiar la densidad en los puentes. Por encima se desplaza un carro a lo largo del puente a baja velocidad al cual van sujetos, por una parte la bomba sumergida y por otro una paleta plana que va sacando las grasas, las cuales al igual que la arena, no son deseables en el proceso. Ver figura 3.



Figura N°3. Puente desarenador en funcionamiento.

1.1.4 Decantación primaria.

Saliendo de los puentes desarenadores el flujo se conduce a la *Decantación Primaria*, (Figura 4 izquierda) en donde se obtiene la primera carga de materia orgánica (lodos primarios). Existen 3 estanques o decantadores primarios con una capacidad de 1.214 m^3 cada uno, en los cuales el flujo

ingresa por el medio y mediante retención hidráulica el lodo comienza a decantar, el lodo que se va al fondo es arrastrado por una paleta dispuesta radialmente que está unida al carro giratorio. Por rebalse va saliendo un flujo con menos carga orgánica que es conducido hasta los reactores biológicos para seguir con el tratamiento de depuración.

El lodo sacado del fondo es bombeado a un estanque conocido como *Espesador de Lodos* (Figura 4, derecha), en donde se busca aumentar la concentración del lodo mediante retención del mismo.



Figura N°4. Decantación Primaria (Izquierda) – Espesador de Lodos (Derecha).

1.1.5 Reactores biológicos.

Como se mencionó, el caudal que sale por rebalse de la decantación primaria pasa a tratamiento biológico en los llamados *Reactores o Piscinas de tratamiento Biológico*, los cuales están separados en tres partes con sus respectivos sistemas de aireación. Estos reactores están diseñados de tal forma de mantener las bacterias de tipo anaeróbico vivas. A modo de ejemplo, las bacterias al ingresar al reactor son sometidas a una fuerte carga de oxígeno

(aire a presión), con esto las bacterias aeróbicas rápidamente se acostumbran a un medio rico en oxígeno mientras que las anaeróbicas al ser sometidas a un medio hostil se empiezan a debilitar sin ser destruidas, luego el flujo se somete a una disminución súbita de oxígeno provocando con esto la destrucción de una parte importante de bacterias aeróbicas y por otra parte un fortalecimiento de las bacterias anaeróbicas, conforme el flujo va siguiendo su trayectoria se va disminuyendo constantemente la cantidad de aire que se inyecta al sistema con el fin de seguir destruyendo bacterias de tipo aeróbico.

Así, se puede decir que básicamente el funcionamiento de los reactores biológicos se da por la acción de bacterias que bajo condiciones de aireación degradan la materia orgánica (Figuras 5 y 6).

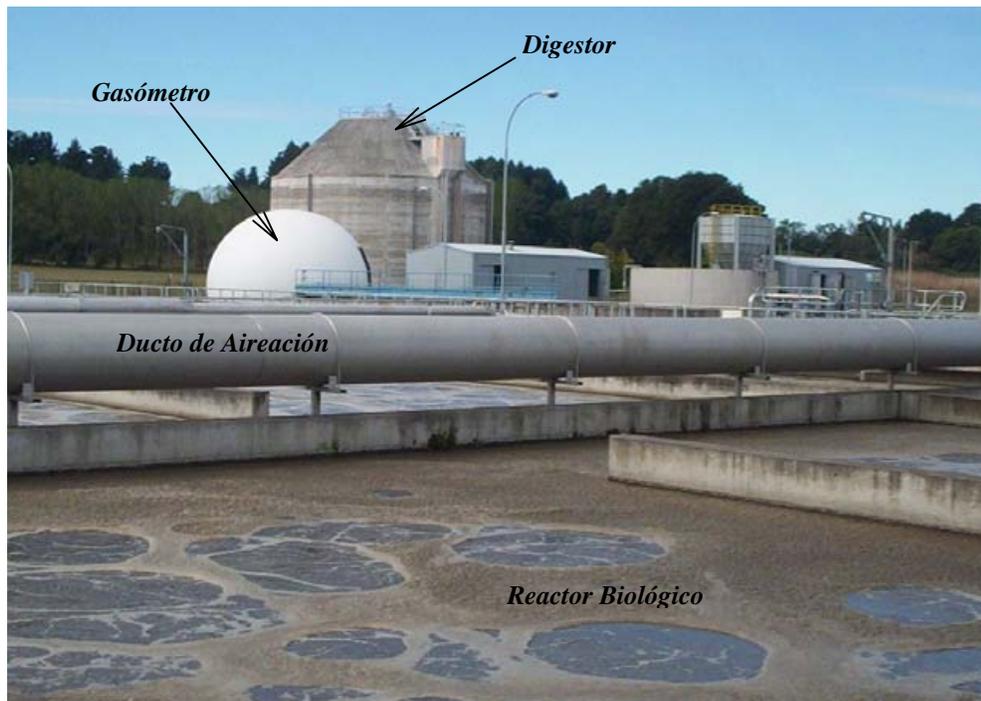


Figura N°5. Reactor biológico, ducto de aireación, digestor y gasómetro.

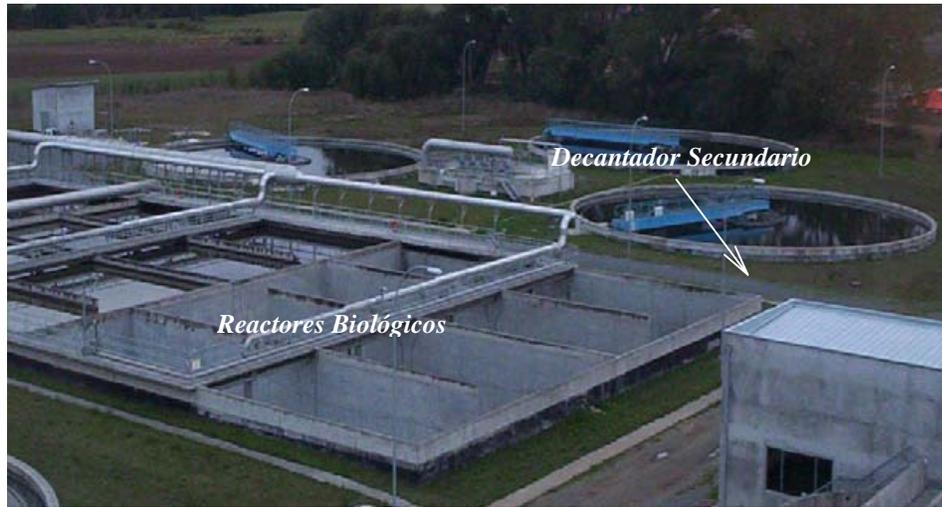


Figura N°6. Reactores Biológicos y Decantadores Secundarios.

1.1.6 Decantación secundaria.

Una vez que el flujo sale de los reactores pasa a la *Decantación Secundaria* o *Clarificadores* (figura 6) de donde se obtiene la segunda carga orgánica que es conducida al *Flotador de Lodos* (figura 7). El funcionamiento básicamente es el mismo de la decantación primaria, sólo cambia la capacidad de estos que es de 1.665 m^3 .

Se les denomina clarificadores ya que en este punto el caudal o flujo que sale de estos está prácticamente sin carga orgánica (aspecto muy similar a lo que es el agua potabilizada). Sin embargo el caudal aún tiene microorganismos, metales pesados, entre otros factores que tienen que ser monitoreados constantemente, que pueden ser potencialmente dañinos, tanto para los seres vivos como para la contaminación de los cauces en donde son eliminadas estas cargas. Es por esto que el caudal es sometido a un último proceso conocido como *desinfección ultra violeta*, en donde se eliminan prácticamente en su totalidad los microorganismos peligrosos.

Así, de esta manera la carga finalmente es conducida y descargada en el río Rahue.

1.1.7 Flotador de lodos.

Este es un estanque que opera a la inversa de los decantadores, es decir, al lodo que está ingresando se le inyecta aire desde abajo con el fin de sacar la mayor cantidad de lodos mediante flotación. Esto se diseñó así dado el bajo peso del lodo en este punto, hacerlo decantar tomaría demasiado tiempo.



Figura N°7. Flotador de Lodos.

El flujo “limpio” que sale del flotador de lodos es recirculado a los reactores biológicos. Este estanque al igual que los decantadores posee un puente rotatorio que va empujando el lodo a un conducto inclinado que por gravedad conduce este a la *Cámara de Homogeneización* en donde se mezclan

los lodos primarios, provenientes del *Espesador de lodos*, con los secundarios, provenientes del *Flotador de lodos*.

En este punto el lodo es bombeado hacia el edificio de calefacción, donde una caldera de tipo acuatubular (ver figura 8), con capacidad de operar con diesel o biogás, calienta el agua hasta $74\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $76\text{ }^{\circ}\text{C}$ que luego traspasará parte de su energía al lodo, elevando la temperatura de este hasta los $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. El intercambiador de calor se puede ver en figura 9.

Una vez que el lodo es calentado podrá ser ingresado al digester.



Figura N°8. Caldera Acuatubular Operada con Biogás o Diesel



Figura N°9. Intercambiador de Calor de 6 Tubos Concéntricos.

1.2 DIGESTOR ANAERÓBICO.

El biodigestor ubicado en la planta tratamiento de aguas residuales (PTAS) es un sistema que aprovecha la digestión anaerobia de las bacterias que ya habitan en el sustrato (lodo que ha pasado por todo el proceso antes mencionado), para producir biogás y fertilizante. El digestor o biodigestor se puede ver en la siguiente figura.



Figura N° 10. Digestor Planta de Tratamiento de Aguas Servidas Osorno.

1.2.1 Funcionamiento

De la cámara de homogeneización se bombea el lodo hasta el digestor, previo paso por la sala de calefacción en donde, como ya se mencionó, se aumenta la temperatura del lodo por razones de acelerar el proceso de biodegradación y por ende la generación de biogás.

Básicamente el proceso que ocurre dentro del digestor es la de estabilizar el material que ingresa. Esta estabilización se realiza gracias a la acción de una serie de procesos microbiológicos encadenados, los cuales son requeridos para descomponer la materia orgánica, y transformarla básicamente en agua depurada y biogás. Este último se produce en la última fase de la digestión anaerobia, y está compuesto en un gran porcentaje por metano.

El digestor posee un sistema de agitación por medio de inyección de biogás a presión (ver figura 11) proveniente del gasómetro y previo paso por el edificio de presurización. La agitación es necesaria básicamente por la necesidad de mezcla entre los microorganismos presentes y el sustrato que entra. Por otra parte es importante para prevenir la formación de “costras” en las paredes internas del digestor.

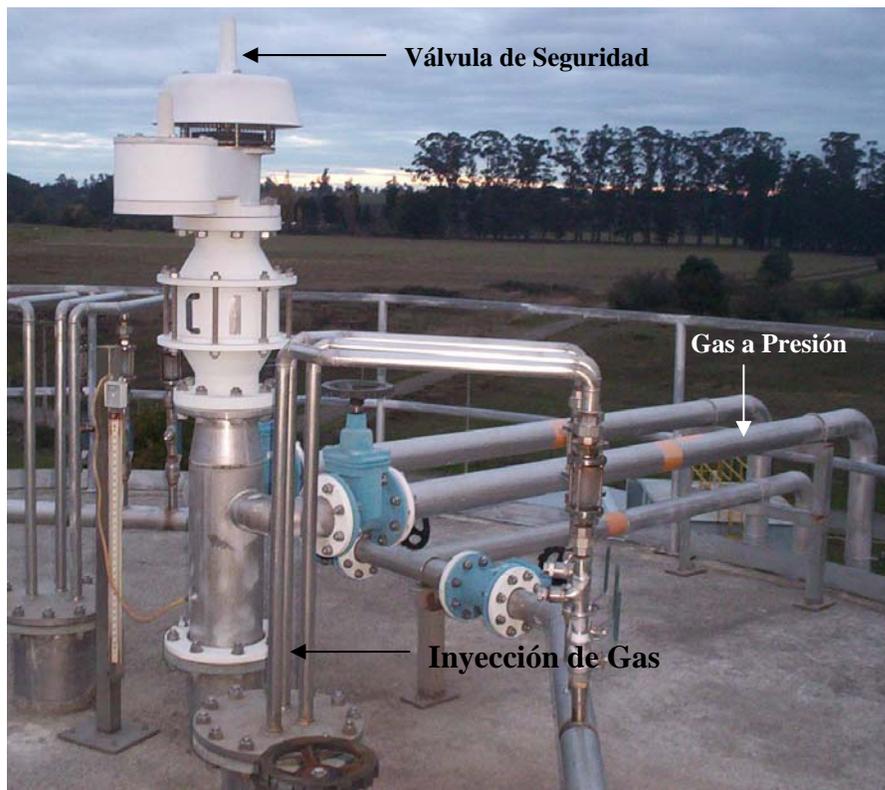


Figura N°11. Sistema de inyección del gas que ingresa al digestor.

1.2.2 Clasificación del digestor según:

1.2.2.1 Tipo de carga

El digestor se clasifica en los de *tipo continuo*, es decir, la fermentación ocurre mediante un proceso constante, es decir, una vez que ha comenzado la

digestión normal, así como la producción del biogás después de cierto período a partir de una carga inicial, se va agregando continuamente material y el efluente se descarga en forma simultánea en la misma cantidad en que entra. De esta manera se asegura una producción uniforme de biogás y facilidad de control.

Por ser un digestor de gran tamaño y poseer material de entrada en forma constante en el tiempo es que puede ser de tipo continuo.

1.2.2.2 *Intensidad de mezcla*

El substrato en fermentación dentro de la cámara se mezcla en forma *total o completa*, ya que al ser un digestor que cuenta con un sistema de calefacción se asegura una distribución uniforme de la temperatura en todo el volumen.

1.2.2.3 *Manejo del substrato*

Según el manejo que se le da al lodo (substrato) el digestor cae en la categoría de *Contacto anaeróbico*, ya que posee un sistema de recirculación de lodos que le da la posibilidad de reintroducir las bacterias en forma de lodo, mezclado con material de carga como inóculo.

1.2.2.4 *Manejo bioquímico*

El manejo bioquímico que se lleva a cabo en el digestor es de *una etapa* debido a que todas las etapas de la digestión anaeróbica se cumplen en una sola cámara.

1.2.3 Características principales.

El digester de la planta de tratamientos de aguas servidas de Osorno tiene las siguientes características:

- Digestor anaeróbico con una capacidad máxima de $4200 [m^3]$ de lodos.
- Altura de $23,66 [m]$ y un diámetro mayor de $19,06 [m]$. (Ver anexo 3)
- Tiene una producción promedio de biogás de $1200 [m^3 / dia]$. La eficiencia es del orden de un 35% por lo que en promedio se producen $420 [m^3 / dia]$ de metano.
- Está construido de hormigón con un espesor de $30 [cm]$, y cuatro paneles de $60 [cm]$ que le dan la rigidez. (ver figura 12)
- Posee un sistema de agitación del lodo mediante gas a presión.
- Caudal de entrada de lodos es del orden de $150 - 300 [m^3 / dia]$
- El tiempo de retención hidráulico varía de 25 a 30 días.

Nota: información tomada de planos de obra y del sistema informático de la empresa.

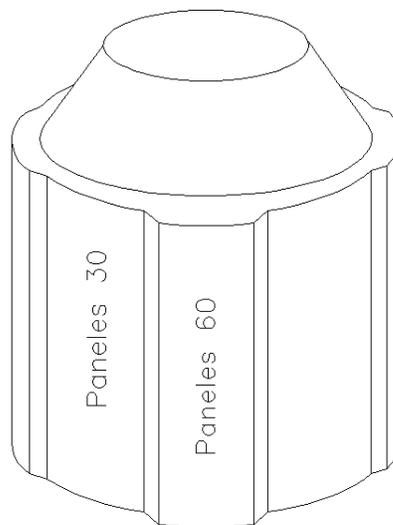


Figura N°12. Modelo simplificado del digester. Paneles de 30 y 60 cm.

CAPÍTULO II. ETAPAS, VARIABLES Y BIOGÁS DE LA DIGESTIÓN ANAERÓBICA.

2.1 Digestión anaeróbica.

La fermentación anaeróbica es un proceso natural que ocurre en forma espontánea en la naturaleza y forma parte del ciclo biológico, demostrado concluyentemente en 1866 por Bechamp, un alumno de Pasteur. (ONUAA, 1986). Así se puede encontrar el denominado "gas de los pantanos" que brota en aguas estancadas, el gas natural metano de los yacimientos petrolíferos, así como el gas producido en el tracto digestivo de los rumiantes como los bovinos, etc. En todos estos procesos intervienen las denominadas bacterias metanogénicas.

La producción de metano durante la digestión anaeróbica de materia orgánica biodegradable depende de muchos factores, entre otros el tipo de sustrato, pH, temperatura, tiempo de retención, etc. (Hilbert, 2003)

2.1.1 Ventajas y desventajas de la digestión anaeróbica.

Ventajas:

- El biogás sirve como combustible.
- El residuo digerido es casi inodoro y estabilizado.
- Se conservan los nutrientes del bioabono.
- Las moscas y roedores no son atraídos por el residuo.
- El residuo digerido seco puede utilizarse como bioabono.
- Produce grandes cantidades de gas metano. El metano puede ser almacenado a temperatura ambiente.

- Reduce en un 50% la carga orgánica del material de desecho y produce un lodo estabilizado.
- Las semillas de malezas y agentes patógenos son destruidas o altamente reducidos.
- Proporciona una vía sanitaria para la eliminación de desechos animales y humanos.
- Ayuda a conservar los escasos recursos locales de energía.

Desventajas:

- Equipamiento grande, algo caro y experimental en ciertos diseños.
- Se requieren ciertas precauciones de manejo.
- El proceso es sensible a la temperatura, pH, velocidad de carga y cambios de tipo de carga.
- El proceso de digestión anaeróbica no genera calor.
- Posibilidad de explosión.
- Ciertos químicos presentes en el lodo (principalmente en lodos industriales) afectan el funcionamiento del digestor.
- Se debe mantener las condiciones adecuadas para una máxima producción de gas.
- Para un mejor uso del metano como combustible se deben eliminar impurezas como el CO_2 y H_2S , particularmente cuando el gas va a ser usado en motores de combustión interna. (National Academy of sciences, 1977)

2.1.2 Etapas de degradación anaeróbica de materias orgánicas.

2.1.2.1 Primera fase o de licuación (hidrólisis).

La materia orgánica se debe hidrolizar para que los microorganismos puedan convertir sustancias orgánicas complejas en compuestos solubles, que puedan atravesar la membrana celular. La hidrólisis es, por tanto, el primer paso necesario para la degradación anaerobia de substratos orgánicos complejos. La hidrólisis de estas partículas orgánicas es llevada a cabo por enzimas extracelulares excretadas por las bacterias fermentativas. En la etapa hidrolítica puede aparecer la limitante de la velocidad del proceso global, sobre todo tratando residuos con alto contenido en sólidos, la hidrólisis puede afectar el conjunto del proceso. (Barnett, A. et al, 1978).

2.1.2.2 Segunda fase o de producción de ácido.

En esta etapa los compuestos orgánicos solubles que comprenden los productos de la hidrólisis son convertidos en ácidos orgánicos tales como acético, propiónico y butírico, fundamentalmente.

2.1.2.3 Tercera fase o acetogénesis.

En esta etapa las bacterias acetogénicas realizan la degradación de los ácidos orgánicos llevándolos al grupo acético $\text{CH}_3\text{-COOH}$ y liberando como productos, Hidrógeno y Dióxido de carbono.

Esta reacción es endoenergética pues demanda energía para ser realizada y es posible gracias a la estrecha relación simbiótica con las bacterias metanogénicas que substraen los productos finales del medio minimizando la concentración de los estos en la cercanía de las bacterias acetogénicas. Esta baja concentración de productos finales es la que activa la reacción y actividad de estas bacterias, haciendo posible la degradación manteniendo el equilibrio energético. (ONUAA, 1986)

2.1.2.4 Cuarta fase o de producción de metano (etapa metanogénica)

Los microorganismos metanogénicos pueden ser considerados como los más importantes dentro del consorcio de microorganismos anaerobios, ya que son los responsables de la formación de metano y de la eliminación del medio de los productos de los grupos anteriores, siendo, además, los que dan nombre al proceso general de biometanización.

La bacteria metanogénica, utiliza el dióxido de carbono e hidrógeno para producir metano o también puede utilizar otros sustratos como el ácido fórmico y metanol. La bacteria depende de los nutrientes provistos de forma útil en las fases anteriores. (National academy of sciences, 1977)

Las cuatro fases se pueden representar en la siguiente figura.

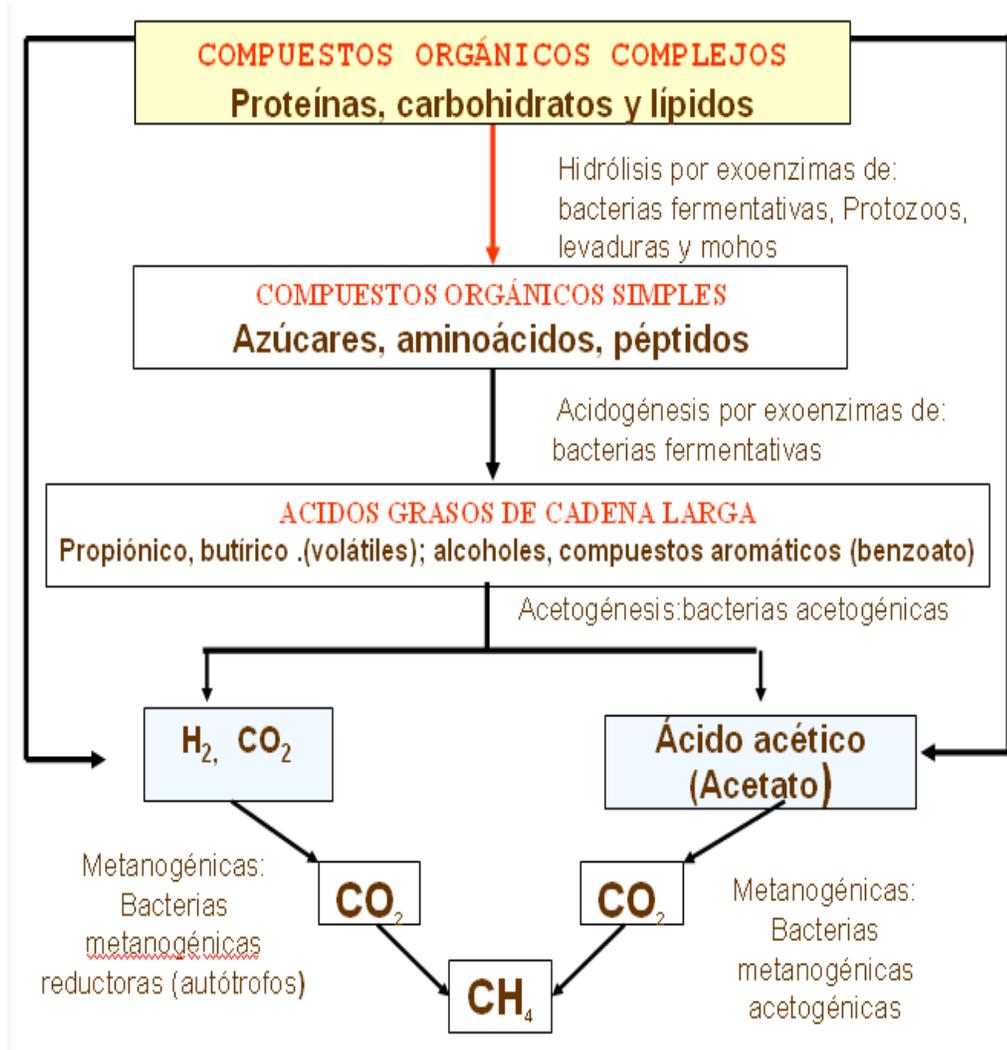


Figura N° 13. Etapas de la fermentación bacteriana.

2.1.3 Clasificación de los procesos de digestión para obtener biogás.

2.1.3.1 Forma de alimentación.

- *Continua*: este proceso se caracteriza por un proceso de fermentación constante, es decir una vez que ha comenzado la digestión normal, así como la producción del biogás después de cierto período a partir de una carga inicial, se va agregando continuamente (todos los días o a cada hora) material y el efluente se descarga en forma simultánea en la misma cantidad en que entra el material. De esta manera se asegura una producción uniforme de biogás y facilidad de control. Este tipo de digestión se utiliza en digestores de gran tamaño y en zonas ricas en materias residuales (ONUAA, 1986). El tiempo de permanencia de la biomasa dentro del digestor estará dado por el cociente entre el volumen de la cámara de digestión y el de la carga diaria. Dicho valor no es exacto debido a que parte del material ingresado puede salir en un tiempo menor. Este tipo de inconveniente se trata de minimizar mediante un adecuado diseño de la cámara. La mayor parte de los digestores difundidos a nivel mundial pertenecen a esta categoría y dentro de ella existen enormes variaciones sobre el mismo principio (Hilbert, 2003).
- *Semi-continua*: una vez que ha comenzado el proceso de digestión se deja el material produciendo biogás el cual va disminuyendo su rendimiento gradualmente. Cuando la producción de biogás está mermando notoriamente se agregan nuevas materia primas y se descarga el efluente regularmente en la misma cantidad. Este proceso es de uso generalizado en el campo chino (ONUAA, 1986). Estos digestores se descargan totalmente una o dos veces por año, que generalmente coincide con el período de siembra para aprovechar el poder fertilizante de los residuos de la digestión y de los lodos fermentados, parte de estos últimos es utilizada en el nuevo arranque (Hilbert, 2003).

- *Por lotes o sistema Batch:* en este tipo de digestión los digestores se cargan por completo de una sola vez. Después del período de fermentación y cuando el rendimiento de gas decae a un bajo nivel, los digestores se vacían por completo y se vuelven a cargar con un nuevo material de desecho. Este proceso es el más común en las investigaciones sobre biogas para descubrir la relación entre la fermentación y la producción de gas. Este tipo de digestión se ha empleado satisfactoriamente en zonas rurales de la China septentrional, así como en distritos montañosos (ONUAA, 1986). Este tipo de digestores son eficaces para la digestión de materiales celulósicos que no pueden ser tratados en los digestores de tipo continuo debido al posible taponamiento de los conductos de alimentación y salida. Su utilización no está muy difundida (Hilbert, 2003).

2.1.3.2 Temperatura.

- *Fermentación termofílica:* este tipo de fermentación se caracteriza por una digestión rápida, alto rendimiento de gas ($\frac{m^3 \text{ gas} / m^3 \text{ carga}}{\text{dia}}$) y un bajo tiempo de retención hidráulico. La fermentación termofílica necesita de una temperatura de 51 – 55 °C. Este proceso debido a sus buenas características de desinfección se emplea en desinfección de excretas y otros residuos. Los residuos de destilerías a alta temperatura son adecuados para este tipo de fermentación. Sin embargo, el consumo de energía de este tipo de fermentación es muy alto lo que involucra una alta inversión.

- *Fermentación mesofílica:* este tipo de fermentación va de 28 a 40 °C. (los rangos de temperatura varían según los autores) y la descomposición de la carga es más lenta que en la fermentación termofílica, por lo que el tiempo de retención del sustrato al interior del digestor aumenta pero hay menor consumo de energía. Este proceso es de uso generalizado en todo el mundo.
- *Fermentación a temperatura ambiente:* este tipo tiene la ventaja de exigir una estructura simple del digestor, sin embargo es de tipo artesanal y la temperatura de la fermentación varía según la temperatura de la tierra, la que se relaciona con la temperatura ambiental, de manera que el rendimiento de gas fluctúa marcadamente según la estación (ONUAA, 1986).

2.1.3.3 Etapas de fermentación.

- *En una etapa:* la digestión en un solo depósito o cámara de fermentación se denomina fermentación de una sola etapa, en la cual todas las bacterias están sometidas a las mismas condiciones. Debido a su estructura simple, fácil operación y bajo costo, es muy común en las zonas rurales de China (ONUAA, 1986).
- *Dos etapas y más:* aquí la digestión ocurre en dos o más depósitos de fermentación. Así el material en la primera etapa se degrada generando gas, el efluente de la primera etapa sufre un nuevo proceso de digestión en la segunda etapa. Con este principio, pueden construirse digestores de tres o cuatro etapas (ONUAA, 1986). A modo de ejemplo, en reactores de dos etapas se ha dividido en dos cámaras de digestión separadas donde en la primera se desarrolla la etapa acidogénica y en la segunda la acética y la metanogénica. Esto permite optimizar las

condiciones de desarrollo de cada tipo de bacterias y extraer los sólidos indigeribles antes que pasen a la etapa metanogénica. Estos digestores no han sobrepasado la etapa experimental y de plantas piloto y aún resta una serie de problemas de funcionamiento a gran escala para llegar a una amplia difusión. (Hilbert, 2003).

2.1.4 Condiciones necesarias para la fermentación.

2.1.4.1 Un ambiente estrictamente anaeróbico.

Todos los microbios que desempeñan un papel importante en la digestión metanogénica son bacterias anaeróbicas, entre ellas se incluyen las acidogénicas y las metanogénicas.

Las bacterias metanogénicas no pueden sobrevivir en presencia de oxígeno, es decir dada su sensibilidad morirían al ser expuestas al aire aunque sea sólo unos minutos. Así se hará difícil la digestión cuando subsista el menor rastro de oxígeno. Por lo tanto un requisito previo para la digestión metanogénica es un ambiente estrictamente anaeróbico.

2.1.4.2 Material de arranque.

La degradación de los residuos mediante el proceso general de fermentación metanogénica exige como material de arranque la presencia de un grupo de bacterias anaeróbicas y facultativas que se encuentran muy generalizadas en la naturaleza. Luego de cierto período de descomposición, los excrementos humanos, animales y otras materias primas de fermentación pueden desempeñar un papel de enriquecimiento de bacterias. Es decir, si entran en el digestor, pueden desempeñar un aceleramiento del proceso y generar el gas con mayor velocidad.

El material de carga descompuesto con anterioridad más un lodo activo pueden servir como material de arranque que incide en un aumento en la velocidad de formación de metano. Ver tabla 1. (ONUAA, 1986)

Material de carga	Material de arranque (%)	η de gas (ml)	Contenido de metano (%)
Residuos humanos	10	1435	48.2
Residuos humanos	20	4805	56.4
Residuos humanos	50	10093	66.3
Residuos humanos	150	16030	68.7

Tabla N° 1. Efectos del material de arranque sobre el rendimiento del gas.

- Notas:**
1. Temperatura de fermentación: 28 °C
 2. Material de arranque: lodo del digester.
 3. Se ha descontado el gas producido por el material de arranque.

2.1.4.3 Temperatura.

La temperatura tiene suma importancia para la digestión metanogénica. Desde cierto punto de vista desempeña un papel crucial en la producción de gas. Así mientras más alta sea la temperatura, mayor será la tasa de producción de gas. (Dentro de ciertos límites). Véase tabla 2 y figura 14. (ONUAA, 1986).

Por otra parte, la temperatura afecta directamente el proceso controlando la tasa de crecimiento microbiano. Así a modo de ejemplo, en el proceso mesofílico (rango de temperatura de 33 – 38 °C) si la temperatura disminuye

bajo el rango óptimo, la tasa de crecimiento microbiano disminuye y aumenta el tiempo de retención para estabilizar el proceso. Lo mismo ocurre para el rango termofílico.

Nota: En anexo 16 se pueden ver *Aspectos de salud*. Información que muestra la importancia de la temperatura en la destrucción de microorganismos que pudiesen ser perjudiciales para la salud humana.

Dado que la bacteria metanogénica es muy sensible a cambios repentinos de temperatura, esta debe ser cuidadosamente controlada. (National Academy of sciences, 1977)

<i>Material de carga</i>	<i>Temperatura (°C)</i>	<i>Producción de gas</i>
Paja de arroz Estiércol porcino pastos	29 – 30	0.55
	24 – 26	0.21
	16 – 20	0.10
	12 – 15	0.07
	Menos de 8	Escaso

Tabla 2. Rendimiento de gas en digestores pequeños rurales.

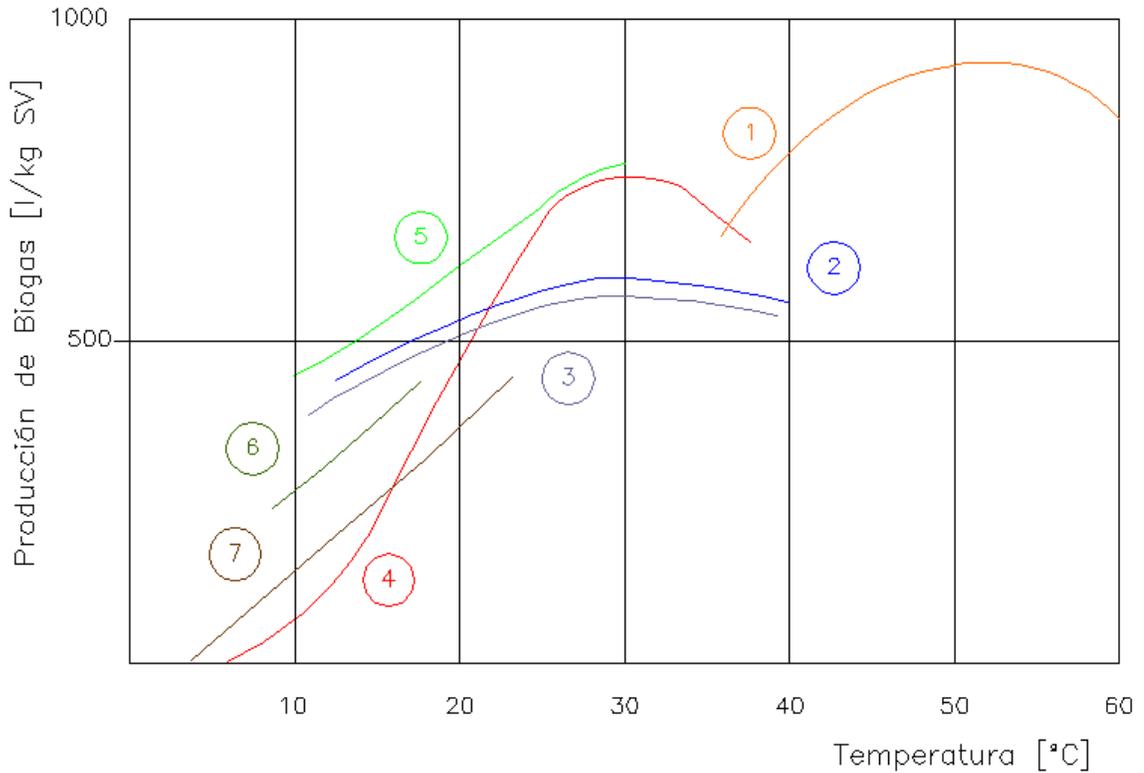


Figura N°14. Producción de gas a diferentes temperaturas.

Nota: 1 a 7 diferentes autores.

2.1.4.4 pH.

El valor de pH óptimo para la digestión metanogénica fluctúa entre 6.5 – 7.5. Cuando baja de 5 o sube de 8 puede inhibirse el proceso de fermentación o incluso detenerse. En el período de arranque se produce gran cantidad de ácido orgánico en los digestores por la actividad de las bacterias acidogénicas y puede aparecer un valor más bajo de pH, pero a medida que avanza la fermentación, la concentración de amoníaco sube gradualmente por la acción de las bacterias catabolizadoras de proteínas; el amoníaco puede neutralizar el ácido orgánico en el lodo de fermentación y volver el pH a su valor normal.

2.1.4.5 Presión interna del digestor.

La mayoría de los hombres de ciencia ha reconocido que la presión dentro del digestor cambia de acuerdo con la producción y el consumo de gas. La presión interna ejerce cierta influencia sobre la producción de gas como se puede apreciar en la tabla siguiente. Experimento realizado en un biodigestor rural pequeño. (ONUAA, 1986)

Grupo	P_i del digestor (cm columna de agua)	Producción de gas (m^3)	%
1	0 – 60	179.59	100
2	20	191.66	106
3	0	212.09	118

Tabla 3. Relación entre la producción de gas y la presión interna del digestor.

Observaciones:

Duración del experimento: 365 días.

Temperatura del experimento dentro del digestor: 10.5 – 28.3

Volumen del digestor: 5 m^3

Material de carga: estiércol porcino y paja de arroz.

2.1.4.6 Agitación.

La agitación es un punto relevante en el proceso de producción de gas, al no existir algún mecanismo de agitación el lodo de fermentación se separa en tres capas nítidas: la lama de la parte superior, el líquido en el medio y el fango en el fondo. Estas tres capas o estratificación no fomentan la producción de gas, haciéndose necesario la agitación. Las principales funciones de la

agitación son las de romper estas capas y promover una distribución uniforme del material de carga y las bacteria de arranque, aumentar la superficie de contacto de los microbios con el material de carga, acelerando así la digestión y aumentando la producción de gas y liberando de mejor forma el dióxido de carbono y el metano que se va generando.

En aquellos digestores que cuentan con un sistema de calefacción, la agitación puede ser necesaria para distribuir el calor uniformemente al interior del digestor. (ONUAA, 1986)

Así, los objetivos buscados (en digestores medianos y grandes) con la agitación son:

- Remoción de los metabolitos producidos por las bacterias metanógenas.
- Mezclado del sustrato fresco con la población bacteriana.
- Evitar la formación de costra que se forma dentro del digestor.
- Uniformar la densidad bacteriana.
- Evitar la formación de espacios “muertos” o sin actividad biológica.

En la elección de un sistema de agitación, en base a la frecuencia e intensidad, hay que tener presente que el proceso fermentativo involucra un equilibrio simbiótico entre varios tipos de bacterias, es decir son necesarios los distintos tipos de bacterias para que permanezca un equilibrio. La ruptura de ese equilibrio en el cual el metabolito (cualquier sustancia producida o utilizada durante el metabolismo) de un grupo específico servirá de alimento para el siguiente implicará una merma en la actividad biológica y por ende una reducción en la producción de gas. Por lo tanto hay que tener muy claro los objetivos buscados para la elección de un sistema de agitación, para no alterar el proceso por un bajo o un excesivo nivel de agitación.

Existen variados métodos de agitación utilizados, desde los más simples que consisten en un batido manual o el provocado por la entrada y salida de los líquidos hasta sofisticados equipos que involucran agitadores a hélice, recirculadores de sustrato e inyectores de gas. (Hilbert, 2003).

2.1.4.7 Promotores e inhibidores de la fermentación.

La digestión metanogénica tiene estrecha relación con los promotores e inhibidores de la fermentación. Existen muchos materiales que pueden acelerar el proceso de digestión, y otros que lo inhiben. Algunos pueden cumplir ambas funciones, es decir, aceleración si el lodo de fermentación es de baja concentración, e inhibición si el lodo es de alta concentración, por lo tanto es importante descubrir cuáles son los diversos promotores e inhibidores de la fermentación en cada caso. (ONUAA, 1986)

La presencia de metales pesados, antibióticos y detergentes en determinadas concentraciones pueden inhibir e incluso interrumpir el proceso fermentativo.

Cuando es demasiada alta la concentración de ácidos volátiles (más de 2.000 ppm (partes por millón) para la fermentación mesofílica y de 3.600 ppm para la termofílica se inhibirá la digestión.

Cuando existe una elevada concentración de Nitrógeno y Amoníaco también se destruyen las bacterias metanogénicas. En la tabla siguiente se muestran los principales inhibidores y la concentración inhibidora para cada elemento o compuesto. (Hilbert, 2003).

INHIBIDORES	CONCENTRACIÓN INHIBIDORA
SO_4	5.000 ppm
NaCl	40.000 ppm
Nitrato (Según contenido de Nitrógeno)	0.05 mg/l
Cu	100 mg/l
Cr	200 mg/l
Ni	200-500 mg/l
CN (Después que se han domesticado las bacterias metanogénicas a 2-10 mg/ml)	25 mg/l
ABS (Detergente sintético)	20 – 40 mg/l
Na	3.500 – 5.500 mg/l
K	2.500 – 4.500 mg/l
Ca	2.500 – 4.500 mg/l
Mg	1.000 – 1.500 mg/l

Tabla N° 4. Concentraciones de ciertos inhibidores comunes.

2.2 Biogás.

El biogás, es un gas combustible que se genera en medios naturales o en dispositivos específicos, mediante la acción de microorganismos, y otros factores en ausencia de aire (en un ambiente anaeróbico) se produce la biodegradación de la materia orgánica. Cuando la materia orgánica se descompone en ausencia de oxígeno, actúa este tipo de bacterias, generando biogás. El biogás está constituido por Metano (55 – 70%), dióxido de carbono y otras pequeñas proporciones de gases como hidrógeno, nitrógeno y sulfuro de hidrógeno.

Sus características han sido resumidas en la siguiente tabla.

Características	CH_4	CO_2	H_2H_2S	Otros	Biogás (60/40)
Proporciones % Volumen	55 - 70	27-44	1	3	100
Valor Calórico MJ / m^3	35.8	-	10.8	22	21.5
Valor Calórico $kcal / m^3$	8600	-	2581	5288	5140
Ignición % en aire	5 - 15	-	-	-	6-12
Temperatura Ignición °C	650 - 750	-	-	-	650 - 750
Presión Crítica MPa	4.7	7.5	1.2	8.9	7.5 - 8.9
Densidad g/l	0.7	1.9	0.08	-	1.2
Densidad Relativa	0.55	2.5	0.07	1.2	0.83
Inflamabilidad Vol. en % aire	5 - 15	-	-	-	6 - 12

Tabla Nº 5. Composición y características del biogás.

2.2.1 Usos.

En principio el biogás puede ser utilizado en cualquier equipo comercial diseñado para uso con gas natural. El gráfico que se encuentra a continuación resume las posibles aplicaciones.

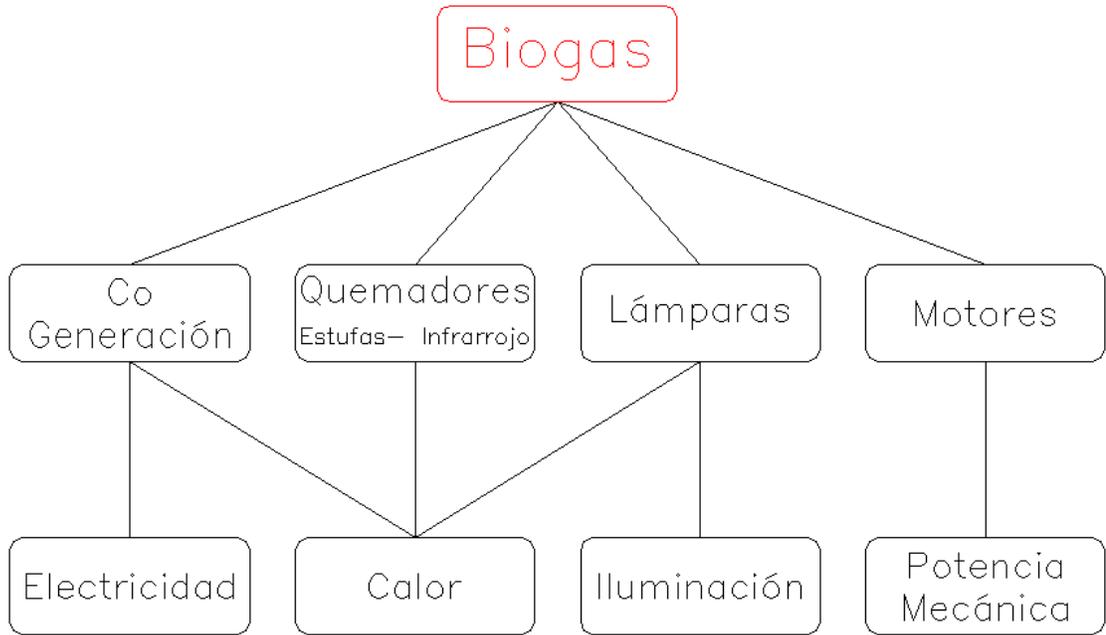


Figura N° 15. Principales usos del biogás.

2.2.2 Principales factores que afectan la producción de gas.

La actividad metabólica involucrada en el proceso metanogénico se ve afectada por diversos factores. Ya que cada grupo de bacterias que intervienen en las distintas etapas del proceso, responden en forma diferencial a esos cambios no es posible dar valores cualitativos sobre el grado que afecta cada uno de ellos a la producción de gas en forma precisa, pero en líneas generales existen parámetros, que en base a estudios empíricos, se pueden emplear, y se detallan a continuación:

2.2.2.1 Tipo de sustrato.

Las materias primas fermentables incluyen:

- Excrementos humanos y animales.
- Aguas orgánicas residuales de las industrias (producción de alcohol, procesado de frutas, verduras, lácteos, alimenticias en general).
- Restos de cosecha.
- Basuras de diferentes tipos, como los efluentes de determinadas industrias químicas.

El proceso microbiológico no sólo requiere fuentes de carbono y nitrógeno, sino que además deben existir en un cierto equilibrio sales minerales (azufre, fósforo, potasio, calcio, magnesio, hierro, manganeso, molibdeno, zinc, cobalto, selenio, tungsteno, níquel y otros menores).

Normalmente las sustancias orgánicas como los estiércoles y lodos cloacales presentan estos elementos en proporciones adecuadas. Sin embargo algunos desechos industriales requieren algún tipo de tratamiento previo, como adición de compuestos o un tratamiento aeróbico para evitar un mal funcionamiento o alteración del proceso biológico.

2.2.2.2 Temperatura del sustrato

Para que comience el proceso de fermentación es necesario que la temperatura mínima sea de 4° a 5°C y no debe exceder los 70°C. Generalmente se hace una diferenciación en tres rangos de temperatura de acuerdo al tipo de bacterias que predominan en cada una de ellas. En la tabla siguiente se muestra el tipo de bacteria y su sensibilidad a los cambios de temperatura.

Bacterias	Rango de temperaturas (°C)	Sensibilidad (°C/hora)
Psicrofílicas	Menos de 20	± 2
Mesofílicas	Entre 20 y 40	± 1
Termofílicas	Más de 40	± 0.5

Tabla 6. Clasificación de las bacterias según su rango de temperaturas.

Como se ha mencionado antes la producción de gas aumenta con la temperatura (ver figura 16). Al mismo tiempo se deberá tener en cuenta que el proceso al no generar calor, la temperatura deberá ser lograda y mantenida mediante energía exterior.

Dada la mayor sensibilidad que presentan las bacterias a los cambios de temperatura a medida que esta aumenta se deberá extremar el cuidado en el mantenimiento.

Todas estas consideraciones deberán ser evaluadas antes de escoger un rango de temperatura para el funcionamiento de un digestor, ya que a pesar de incrementarse la eficiencia y producción de gas a medida que aumentamos el rango de temperatura, paralelamente subirán los costos de instalación, mantención, operación y complejidad de la misma.

Como ya es sabido, la temperatura está íntimamente relacionada con el tiempo que debe permanecer la biomasa para completar la degradación. Así a mayor temperatura menor será el tiempo que deberá permanecer la biomasa al interior del digestor, y por ende se necesitará un menor volumen de reactor para digerir una misma cantidad de biomasa.

Existe una relación de lo anteriormente descrito, que relaciona la producción de biogás con la temperatura y el tiempo de retención hidráulico como se puede ver en la figura siguiente.

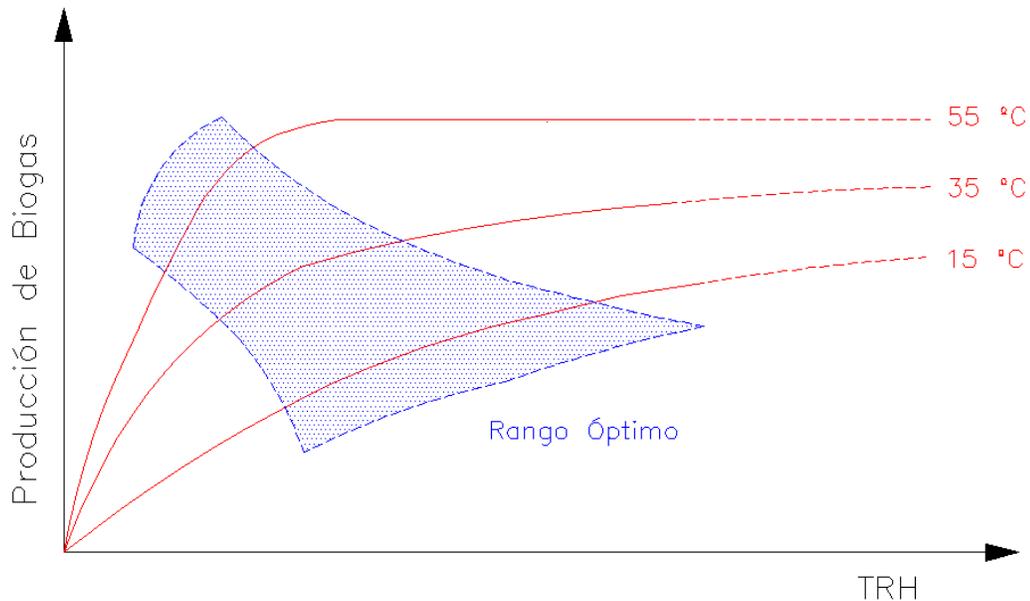


Figura N° 16. Rango óptimo de producción de gas.

2.2.2.3 Carga volumétrica.

Es la cantidad de sustrato orgánico que ingresa al digestor diariamente. Este valor tiene una relación de tipo inversa con el tiempo de retención hidráulico, ya que a medida que ingresa mayor cantidad de lodo tendrá que disminuir el tiempo de retención debido a la capacidad fija que tiene cada digestor.

Las unidades más usuales para expresar la carga o velocidad de carga volumétrica son las siguientes: kg de material/día, kg de materia seca/día, kg de sólidos volátiles/día; todos expresados por metro cúbico de digestor.

Hay que considerar un factor importante a tener en cuenta en este parámetro, que es la dilución que se utilizará, ya que una misma cantidad de material degradable podrá ser cargado con diferentes volúmenes de agua.

2.2.2.4 Tiempo de retención hidráulico (TRH).

Este parámetro solo puede ser claramente definido en los sistemas discontinuos o batch (por lotes) donde el TRH coincide con la permanencia del sustrato dentro del digestor.

El TRH está directamente relacionado con el tipo de sustrato y la temperatura del mismo. Así, de esta manera la elección de una mayor temperatura implicará una disminución en los tiempos de retención requeridos y consecuentemente serán menores los volúmenes de reactor necesario para digerir un determinado volumen de material. Por lo tanto, la relación costo – beneficio es el factor que finalmente incidirá entre la temperatura y el TRH, ya que varían los volúmenes, los sistemas de control, la calefacción y eficiencia del sistema.

Con relación al tipo de sustrato, generalmente los materiales con mayor proporción de carbono retenido en moléculas resistentes, como la celulosa demandará mayores tiempos de retención para poder ser totalmente digeridos. Ver figura 17.

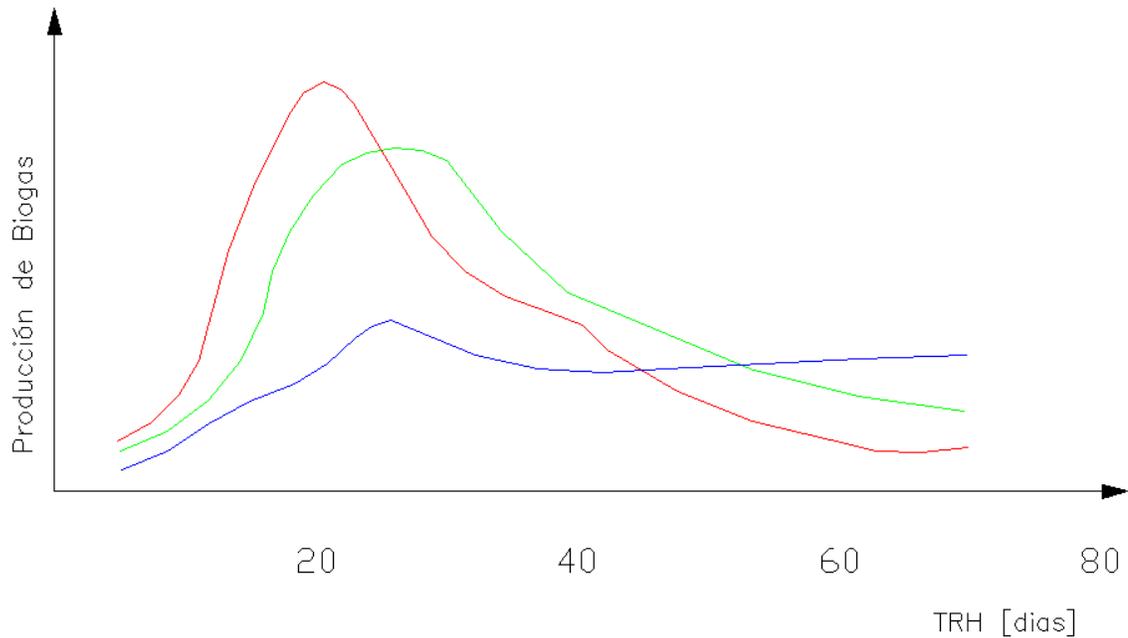


Figura N°17. Curvas características de distintos sustratos.

Un factor importante a considerar es la tasa de reproducción de las bacterias metanogénicas, ya que este factor es el que entrega el límite mínimo del TRH debido a que la continua salida de efluente del digestor extrae una determinada cantidad de bacterias que se encuentran en el líquido. Esta extracción debe ser compensada por la multiplicación de las bacterias que permanecen dentro del digestor, es por esta razón que en los últimos años se han buscado diseños de cámaras de digestión que procuran lograr grandes superficies internas sobre las cuales se depositan como una película las bacterias u otros sistemas que logran retener a las metanogénicas logrando con esto menores tiempos de retención.

2.2.2.5 Nivel de acidez (pH).

Una vez estabilizado el proceso fermentativo el pH se mantiene en valores que oscilan entre 7 y 8,5. Debido a los efectos buffer (los buffers o sistema tampón es un sistema acuoso que resiste pequeños cambios en su pH formado por un ácido débil y su base conjugada) que producen los compuestos bicarbonato – dióxido de carbono y amonio – amoníaco el proceso en sí mismo tiene capacidad de regular las diferencias en el pH del material de entrada.

Cuando ocurre que los valores normales sufren desviaciones es un indicativo de un fuerte deterioro del equilibrio entre las bacterias de la fase ácida y la metanogénica provocado por severas fluctuaciones en alguno de los parámetros que gobiernan el proceso.

Por otra parte se puede decir que el nivel de acidez nos indica la forma en la cual se desenvuelve la fermentación dentro del digestor. Éste parámetro se puede medir mediante papeles indicadores o aparatos electrónicos llamados peachímetros, ambos indican un valor numérico llamado pH. En esta escala el valor 7 indica la neutralidad, los valores inferiores acidez y los superiores alcalinidad.

Cuando los valores superan el pH 8 esto indica una acumulación excesiva de compuestos alcalinos y el digestor corre el riesgo de putrefacción, los valores inferiores a 6 indican una descompensación entre la fase ácida y la metanogénica, pudiéndose bloquear esta última. Normalmente los digestores no presentan las alteraciones mencionadas exceptuando el período de estabilización luego del arranque inicial o cuando se los somete a violentos cambios ambientales o en el material de alimentación.

Los digestores acidificados pueden volver a estabilizarse luego de un prolongado período. Por esta razón se aconseja no someter a los digestores a fuertes cambios en la temperatura de funcionamiento ni en el material de carga. Si se cumplen estas premisas los digestores funcionan sin interrupción y tienen la capacidad de mantener la estabilidad a pesar de que el material con el cual se los alimenta tenga variaciones en su acidez. (Hilbert, 2003)

2.2.2.6 Relación Carbono-Nitrógeno (C: N).

Prácticamente toda la materia orgánica es capaz de producir biogás al ser sometida a fermentación anaeróbica, y la cantidad y calidad del biogás producido dependerá de la composición del desecho utilizado. El carbono y el nitrógeno son las fuentes principales de alimentación de las bacterias formadoras de metano; el carbono es la fuente de energía y el nitrógeno contribuye a la formación de nuevas células. Estas bacterias consumen 16 veces más carbono que nitrógeno, por lo que la relación óptima de estos dos elementos en la materia prima es de 16:1. Aunque puede obtenerse biogás a valores mayores no se debe superar la relación 30:1

Si no existe suficiente nitrógeno para permitir que las bacterias se multipliquen, la velocidad de producción de gas se verá limitada. Al estar presente el nitrógeno en exceso, se produce amoníaco, el cual en grandes cantidades es tóxico e inhibe el proceso.

Entre las materias primas en la generación de biogás, están los desechos animales, cuya relación C: N es siempre menor que la óptima, debido a que tiene un contenido importante de nitrógeno. Si hay demasiado carbono en la materia a fermentar, el proceso se hace más lento y tiende a acidificarse. Si hay demasiado nitrógeno, éste se perderá como amoníaco, elevando el pH y reduciendo el poder fertilizante y nutriente de los lodos efluentes. (Hilbert, 2003)

2.2.2.7 Concentración del sustrato.

Toda la materia orgánica está constituida de agua y una fracción sólida, esta última es llamada sólidos totales. El porcentaje de sólidos totales contenidos en la mezcla con que se carga el digestor, es también un factor importante a considerar para asegurar que el proceso se lleve a cabo en forma satisfactoria. Experimentalmente se ha demostrado que una carga que oscile entre 8% y 12% de sólidos totales es óptima para la digestión.

La movilidad de las bacterias metanogénicas dentro del sustrato se ve crecientemente limitada a medida que aumenta el contenido de sólidos y por lo tanto puede verse afectada la eficiencia y producción de gas.

2.2.2.8 Agregado de inoculantes.

El crecimiento bacteriano dentro de los digestores sigue desde su arranque la curva típica graficada en la siguiente figura.

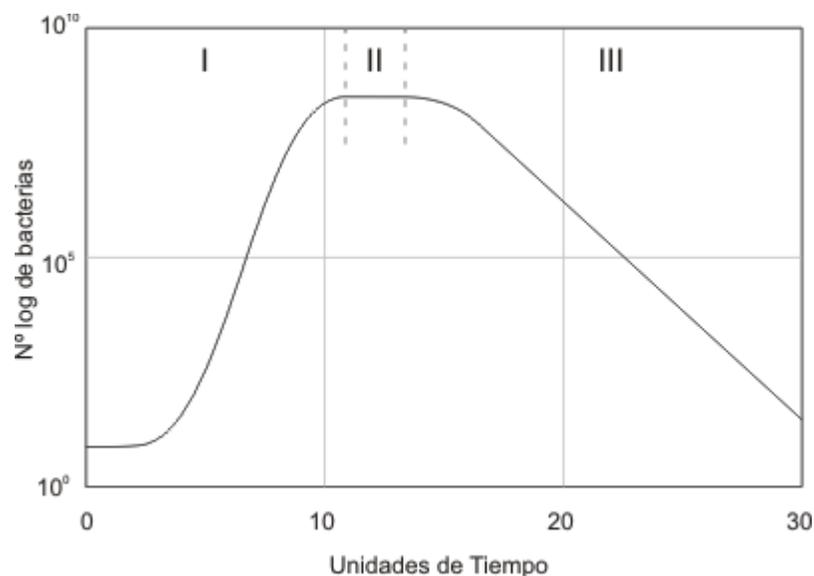


Figura N° 18. Curva típica del crecimiento bacteriano.

En la figura pueden distinguirse claramente tres etapas: La de arranque (I), la de estabilización (II) y la de declinación (III).

La primera etapa puede ser acortada mediante la inclusión de un determinado porcentaje de material de otro digestor rico en bacterias que se encuentran en plena actividad, o mediante la recirculación del lodo presente en el mismo digestor. Esto es particularmente importante en los digestores discontinuos que deben ser arrancados frecuentemente.

La idea de la adición de inoculantes es acelerar la estabilización, logrando entre otras cosas, incrementar la producción de gas.

Los dos factores a tener en cuenta en la inoculación de un digestor son la proporción en que se agrega y la edad del mismo. Cuanto mayor sea la proporción y menor la edad mayor será la eficacia.

2.2.2.9 Grado de mezclado.

Este es un factor clave en lo que respecta la producción de gas, ya que es esencial mezclar el material de entrada con las bacterias presentes en el digestor, para así de esta manera uniformar la densidad bacteriana y evitar la formación sin actividad biológica.

2.2.2.10 Presencia de compuestos inhibidores del proceso.

Este parámetro es importante de chequear en el sustrato que ingresa al digestor, como puede ser un exceso de detergentes, antibióticos o metales pesados que van a producir una merma en el rendimiento o incluso interrumpir el proceso fermentativo. (Hilbert, 2003)

CAPÍTULO III. TRANSFERENCIA DE CALOR Y AISLAMIENTO TÉRMICO.

3.1 Mecanismos de transmisión.

Desde un punto de vista ingenieril, el problema clave es determinar la razón de *transferencia de calor para una diferencia de temperatura específica*. Para así poder estimar el costo, factibilidad y tamaño del equipo necesario para transferir o impedir el traspaso de energía.

La transferencia de calor clásica ocurre solamente a través de los procesos de *conducción, convección, radiación* o cualquier combinación de ellos.

3.1.1 Conducción del calor.

La ecuación general para la transferencia de calor por conducción, cuya solución está sujeta a condiciones iniciales y restrictivas dadas, muestra la distribución de la temperatura en un sistema sólido. Una vez que se conoce la distribución de temperatura, es posible evaluar la tasa de transferencia de calor por conducción aplicando la ley de Fourier, que plantea que la razón a la cual se transfiere calor por conducción q_k , es proporcional al gradiente de temperatura dT/dx por el área a través de la cual se transfiere el calor.

$$q_k \propto A \frac{dT}{dx}$$

La razón real de flujo depende de la conductividad térmica k , la cual es una propiedad física del material o medio. Para la conducción a través de un medio homogéneo, la tasa de transferencia de calor es entonces:

$$q_k = -A \frac{dT}{dx} \quad [\text{Ec. 3.1}]$$

Siempre que existe un gradiente de temperatura en un medio sólido, el calor fluirá de la región con mayor temperatura a la región con menor temperatura, razón por el cual el signo negativo en la ecuación, consecuencia de la segunda ley de la termodinámica.

La razón a la cual se transfiere el calor por conducción es proporcional al gradiente de temperatura por el área a través de la cual se transfiere el calor.

La clasificación de los problemas de transferencia de calor es de acuerdo a las variables que influyen en la temperatura. Así, si la temperatura es una función del tiempo, el problema se considera como *inestable o transitorio*, pero si es independiente del tiempo, recibe el nombre de problema de *estado estable o estacionario*. Si la temperatura es una función de una coordenada de espacio simple, se dice que el problema es *unidimensional*. Pero si está en función de dos o tres coordenadas, el problema es *bi o tridimensional*, respectivamente.

Aunque los términos de generación y almacenamiento de energía son independientes del sistema de coordenadas, en el caso de la conducción estos términos sí dependen de la geometría y por tanto del sistema de coordenadas utilizado para formular el problema. Debido a esto es mejor reemplazar los términos de conducción de calor con el operador Laplaciano.

$$\nabla^2 T + \frac{\dot{q}_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad [\text{Ec. 3.2}]$$

Por lo tanto, si en un problema tridimensional transitorio general en coordenadas cilíndricas mostradas en la figura 19, $T = (r, \phi, z, t)$ y

$\dot{q}_G = \dot{q}_G(r, \phi, z, t)$ Sustituyendo el Laplaciano en coordenadas cilíndricas, la ecuación general 3.2 para la conducción de calor toma la forma:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{d^2 T}{d\phi^2} + \frac{d^2 T}{dz^2} + \frac{\dot{q}_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{dT}{dt} \quad [\text{Ec. 3.3}]$$

Si el flujo de calor ocurre solamente en la dirección radial, $T = T(r, t)$ la ecuación de conducción se reduce a:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) + \frac{\dot{q}_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{dT}{dt} \quad [\text{Ec. 3.4}]$$

Además, si la distribución de temperatura no varía con el tiempo, la ecuación de conducción se reduce a:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) + \frac{\dot{q}_G}{k} = 0 \quad [\text{Ec. 3.5}]$$

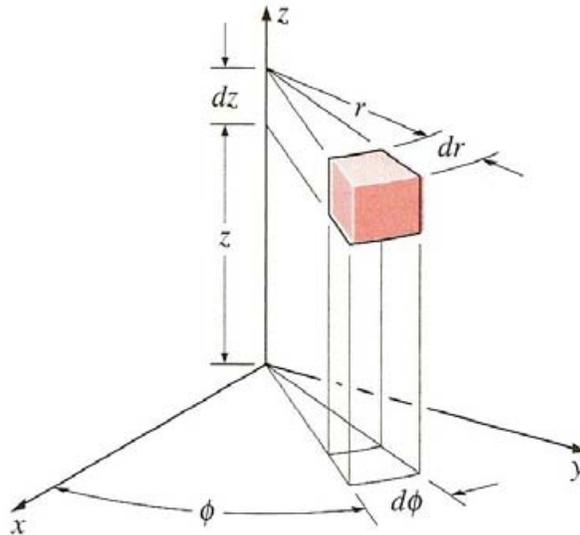


Figura 19. Sistema de coordenadas cilíndricas para la ecuación general de conducción.

Ahora al hacer un análisis de un cilindro sin generación de calor e idealizándolo como se muestra en la figura 20, el problema consiste entonces en determinar la distribución de temperaturas y la razón de transferencia de calor a lo largo de un cilindro hueco de longitud L y considerando un flujo de calor radial con temperatura superficial interior T_i y superficial exterior T_o que no son función del tiempo, la forma apropiada de la ecuación de conducción es:

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0$$

Integrándola una vez con respecto al radio se obtiene:

$$r \frac{dT}{dr} = C_1$$

Una segunda integración da $T = C_1 \ln r + C_2$. Las constantes de integración se obtienen a partir de las condiciones de frontera:

$$T_i = C_1 \ln r_i + C_2, \text{ con } r = r_i$$

De donde, $C_2 = T_i - C_1 \ln r_i$. Del mismo modo para T_o

$$T_o = C_1 \ln r_o + T_i - C_1 \ln r_i, \text{ con } r = r_o$$

$$\text{Así, } C_1 = (T_o - T_i) / \ln(r_o / r_i)$$

La distribución de temperaturas, escritas en forma adimensional es por consiguiente:

$$\frac{T_{(r)} - T_i}{T_o - T_i} = \frac{\ln(r / r_i)}{\ln(r_o / r_i)}$$

De acuerdo con la ley de Fourier para la conducción a través de un medio homogéneo, la razón de transferencia de calor por conducción a través del cilindro de longitud L es:

$$q_k = -kA \frac{dT}{dx} = -k(2\pi L) \frac{C_1}{r} = 2\pi Lk \frac{T_i - T_o}{\ln(r_o / r_i)} \quad [\text{Ec. 3.6}]$$

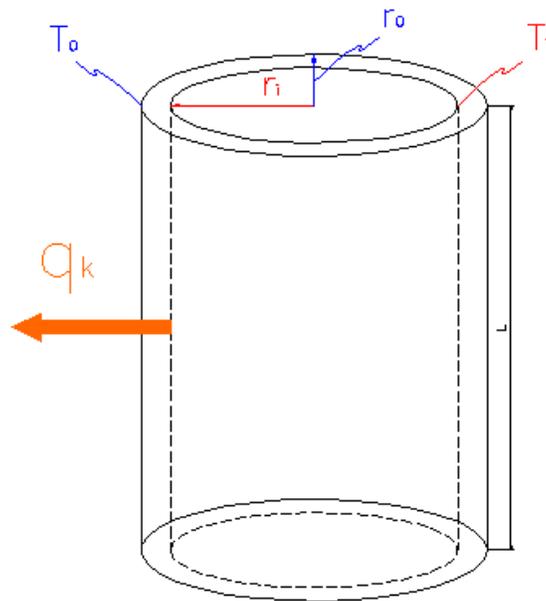


Figura 20. Conducción radial de calor.

Que en función de la resistencia térmica se escribe

$$q_k = \frac{T_i - T_o}{R_{th}} \quad [\text{Ec. 3.7}]$$

Donde $R_{th} = \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi Lk}$ es la resistencia al flujo de calor por conducción a través de un cilindro de longitud L, radio interior r_i y radio exterior r_o . (Frank Kreith, mark S. Bohn, 2001)

3.1.2 Convección.

La convección es el mecanismo transferencia de calor a través de un fluido con movimiento masivo de éste. En la convección existe movimiento del fluido a nivel macroscópico mientras que en la conducción existe movimiento a nivel microscópico, atómico o molecular, pero no a nivel macroscópico, entendiendo como nivel macroscópico a un movimiento de volúmenes relativamente grandes del fluido.

La convección se clasifica en natural y forzada. En la convección forzada se obliga al fluido a fluir mediante medios externos, como un ventilador o una bomba. En la convección natural el movimiento del fluido es debido a causas naturales.

La velocidad de *transferencia de calor a través de un fluido es mucho mayor por convección que por conducción*. Cuanto mayor es la velocidad del fluido mayor es la velocidad de transferencia de calor.

La transferencia de calor por convección depende de las propiedades del fluido, de la superficie en contacto con el fluido y del tipo de flujo. Entre las propiedades del fluido se encuentran: la viscosidad dinámica μ , la

conductividad térmica k , la densidad ρ . También se podría considerar que depende de la viscosidad cinemática ν , puesto que $\nu = \frac{\mu}{\rho}$.

Entre las propiedades de la superficie que intervienen en la convección están la geometría y la aspereza. El tipo de flujo, laminar o turbulento, también influye en la velocidad de transferencia de calor por convección.

En cualquier caso, la velocidad de transferencia de calor por convección siempre es proporcional a la diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido. Este hecho se modela matemáticamente mediante la **Ley de Enfriamiento de Newton**, que plantea que a la tasa que un objeto se enfría (o se calienta) es proporcional a la diferencia de temperatura entre el objeto y el medio que la rodea.

$$\dot{q} = hA_s(T_s - T_F) = \frac{(T_s - T_F)}{1/hA_s} \quad [\text{Ec. 3.8}]$$

Donde T_s es la temperatura de la superficie en contacto con el fluido y T_F es la temperatura del fluido lo suficientemente lejos de dicha superficie. La influencia de las propiedades del fluido, de la superficie y del flujo se cuantifica en el coeficiente de película o coeficiente de transferencia de calor por convección h , y el término $1/hA_s$ representa la resistencia a la transferencia de calor por convección.

En el análisis de la convección es práctica común quitar las dimensiones a las expresiones físico-matemáticas que modelan el mecanismo y agrupar las variables, dando lugar a los **números adimensionales**. En convección se emplean los siguientes números adimensionales:

- **Número de NUSSELT (Nu)** Representa la relación que existe entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si sólo existiese conducción.

Se considera una capa de fluido de espesor L con sus superficies a diferentes temperaturas T_1 y T_2 , $T_1 > T_2$, $\Delta T = T_1 - T_2$, como se muestra en la siguiente figura.

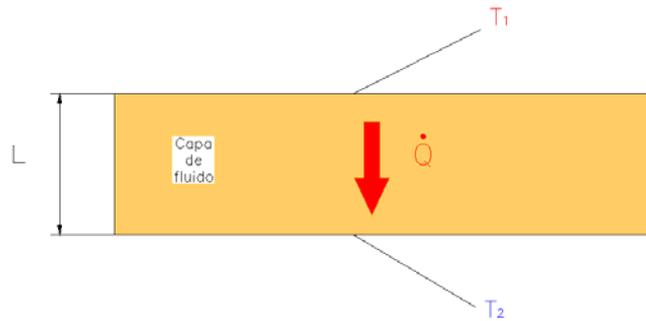


Figura 21. Flujo de calor para $T_1 > T_2$

El flujo de calor debido a la convección será: $\dot{q}_{convección} = h\Delta T$, mientras que el flujo de calor si sólo existiera conducción sería $\dot{q}_{conducción} = h\left(\frac{\Delta T}{L}\right)$. Dividiendo ambas expresiones:

$$\frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}} = \frac{hL}{k} = Nu$$

En general: $Nu = \frac{hL}{k}$ [Ec. 3.9]

Donde: L es la longitud característica.

Para un tubo circular: $Nu = \frac{hD}{k}$ donde D es el diámetro interior del tubo.

Para un tubo no circular: $Nu = \frac{hD_{hid}}{k}$

Donde D_{hid} es el diámetro hidráulico = $(4 A_c) / p$

A_c : área de la sección transversal del tubo.

p : perímetro de la sección transversal.

Cuanto mayor es el número de Nusselt más eficaz es la convección. Un número de Nusselt de $Nu = 1$, para una capa de fluido, representa transferencia de calor a través de ésta por conducción pura.

Nota: El número de Nusselt se emplea tanto en convección forzada como natural

- **Número de PRANDTL (Pr).** Representa la relación que existe entre la difusividad molecular de la cantidad de movimiento y la difusividad molecular del calor o entre el espesor de la capa límite de velocidad y la capa límite térmica:

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad [\text{Ec. 3.10}]$$

En donde:

- ν es la viscosidad cinemática.
- α es la difusividad térmica.
- C_p es la capacidad calorífica a presión constante.
- μ es la viscosidad.
- k es la conductividad térmica.

El número de Prandtl va desde menos de 0.01 para los metales líquidos hasta más de 100.000 para los aceites pesados. El Pr es del orden de 10 para el agua. Los valores del número de Prandtl para los gases son de alrededor de 1, lo que indica que tanto la cantidad de movimiento como de calor se difunden por el fluido a una velocidad similar. El calor se difunde con mucha rapidez en los metales líquidos ($Pr \ll 1$) y con mucha lentitud en los aceites ($Pr \gg 1$) en relación con la cantidad de movimiento. Esto indica que la capa límite térmica es mucho más gruesa para los metales líquidos y mucho más delgada para los aceites, en relación con la capa límite de velocidad. Cuanto más gruesa sea la capa límite térmica con mayor rapidez se difundirá el calor en el fluido.

En la tabla 7, en la cual muestra valores del número de Prandtl para diferentes materiales, se puede apreciar que los metales líquidos poseen números de Prandtl muy bajos, los gases presenta la particularidad de tener un número de Prandtl en torno a 0.70, el agua tiene un valor intermedio, y finalmente los valores mayores del número de Prandtl lo presentan los fluidos viscosos.

Valores característicos del número de Prandtl	
Metales líquidos	
Sodio	0.011
Mercurio	0.0196
Bismuto	0.0142
Gases	
Aire	0.70
Dióxido de Carbono	0.75
Monóxido de Carbono	0.73
Helio	0.68
Hidrogeno	0.70
Otros líquidos	
Agua	4.6
Fluidos viscosos	
Aceite de Motor	3400
Glicerina	3060

Tabla 7. Valores característicos del número de Prandtl.

Nota: El número de Prandtl se emplea tanto en convección forzada como natural.

- **Número de REYNOLDS (Re).** Representa la relación que existe entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas que actúan sobre un elemento de volumen de un fluido. Es un indicativo del tipo de flujo del fluido, laminar o turbulento.

$$\text{Re} = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{U_f L_c}{\nu} = \frac{\rho U_f L_c}{\mu} \quad [\text{Ec. 3.11}]$$

Donde:

U_f es la velocidad del flujo del fluido a una distancia lo suficientemente alejada de la superficie.

L_c es la longitud característica.

ν es la viscosidad cinemática.

Así:

- Un valor grande del número de Reynolds indica régimen turbulento.
- Un valor pequeño del número de Reynolds indica régimen laminar.

El valor del número de Reynolds para el cual el flujo se vuelve turbulento es el número crítico de Reynolds. Este valor crítico es diferente para las diferentes configuraciones geométricas. Por ejemplo:

Para una placa plana $Re_{crítico} = 5 \times 10^5$

Para tubos: si $Re < 2300$ el flujo es laminar. Si $2300 < Re < 10000$ el flujo es de transición. Si $Re > 10000$ el flujo es turbulento.

Nota: El número de Reynolds sólo se utiliza en convección forzada.

- **Número de GRASHOF (Gr_L).** Representa la razón entre la fuerza de empuje y la fuerza viscosa que actúa sobre el fluido. Es un indicativo del régimen de flujo en convección natural, como se puede apreciar en la siguiente figura.

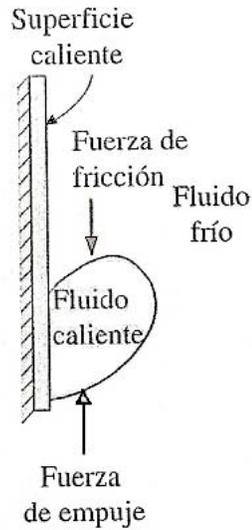


Figura 22. Oposición de la fuerza de empuje y la fuerza viscosa que actúan sobre el fluido.

Este número es equivalente al número de Reynolds en convección forzada. Como tal, este número proporciona el criterio principal en la determinación de si el fluido es laminar o turbulento en la convección natural.

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_f)Lc^3}{\nu^2} \quad [\text{Ec. 3.12}]$$

En donde:

g = es la aceleración de la gravedad, m/s^2

β = coeficiente de expansión volumétrica; Para un gas ideal $\beta = 1/T$, $1/K$

T_s = temperatura de la superficie, $^{\circ}C$

T_f = temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie, $^{\circ}C$

Lc = longitud característica de la configuración geométrica, m

ν = viscosidad cinemática del fluido, m^2/s

Nota: El número de Grashof sólo se utiliza en convección natural.

Número de RAYLEIGH (Ra). Es función del número de Grashof y del número de Prandtl. Su valor es el número de Grashof multiplicado por el número de Prandtl.

$$R_a = Gr_L Pr \quad [\text{Ec. 3.13}]$$

Nota: El número de Rayleigh sólo se utiliza en convección natural.

El problema básico en convección consiste en conocer el valor del coeficiente de película h . Una vez conocido este coeficiente es inmediato calcular la potencia térmica puesta en juego mediante la Ley de Enfriamiento de Newton (Ec. 3.8).

El análisis de la convección está basado en datos experimentales que se presentan mediante las llamadas correlaciones. Existen casos que permiten abordarlos analíticamente, pero son los menos y no son prácticos desde el punto de vista ingenieril.

El coeficiente de película h se calcula a partir del número de Nusselt pues $Nu = \frac{hL}{k}$, entonces $h = \frac{Nu k}{L}$

Para el cálculo del número de Nusselt hay que distinguir entre convección forzada y natural.

- En convección forzada el número de Nusselt es función del número de Reynolds y de Prandtl, $Nu = f(Re, Pr)$

- En convección natural el número de Nusselt es función del número de Grashof y de Prandtl o del número de Rayleigh y de Prandtl puesto que $Ra = Gr Pr$.

$$Nu = f(Ra, Pr) = f(Gr, Pr) \quad (\text{Cengel, 2007})$$

Por lo tanto, a modo de resumen, el método de cálculo de la potencia térmica puesta en juego en la convección es el siguiente:

a) Se analizan las condiciones en la que tiene lugar la convección (geometría de la superficie, convección natural o forzada, tipo de flujo) para seleccionar la correlación adecuada.

b) A partir de la correlación adecuada y los datos conocidos se calcula el número de Nusselt.

c) Una vez conocido el número de Nusselt se calcula el coeficiente de película:
 $h = (Nu k) / L$.

d) Se calcula la potencia térmica mediante la Ley de enfriamiento de Newton:

$$\dot{q} = h(T_s - T_f) \quad \text{o} \quad \dot{Q} = hA_s(T_s - T_f)$$

Cuando se analiza la convección natural sobre superficies, a veces se cumplen ciertos criterios que simplifican el análisis. Así, la superficie exterior en cilindros verticales se puede tratar como una placa vertical cuando el diámetro del cilindro es suficientemente grande, de modo que los efectos de la curvatura sean despreciables desde el punto de vista de la transferencia o pérdida de calor.

Esta condición se satisface si:

$$D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}} \quad [\text{Ec. 3.14}]$$

(Ver anexo 1. Correlaciones empíricas del número de Nusselt para la convección natural sobre superficies).

La transferencia de calor global que combina la conducción y la convección se expresa con frecuencia en función de un **coeficiente global de transferencia de calor** U , definido por la relación

$$q = UA\Delta T_{global} \quad [\text{Ec. 3.15}]$$

Donde A es algún área apropiada para el flujo de calor.

Así, si consideramos una pared plana como la figura 23, en contacto con un fluido caliente A por una cara y con un fluido más frío B por la otra cara. La transferencia de calor se expresa por:

$$q = h_1 A (T_A - T_1) = \frac{kA}{\Delta x} (T_1 - T_2) = h_2 A (T_2 - T_B) \quad [\text{Ec. 3.16}]$$

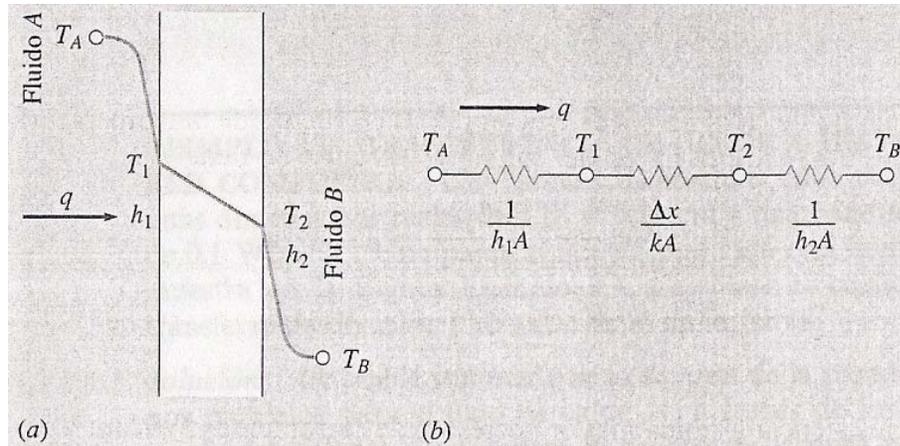


Figura 23. Transferencia de calor global a través de una pared plana.

El proceso de transferencia de calor se puede representar por el circuito de resistencias de la figura 23.b, y la transferencia de calor global se calcula como el cociente entre la diferencia total de temperaturas y la suma de las resistencias térmicas.

$$q = \frac{T_A - T_B}{1/h_1 A + \Delta x/k A + 1/h_2 A} \quad [\text{Ec. 3.17}]$$

De las ecuaciones 3.16 y 3.17 se puede dar una relación para el coeficiente global de transferencia de calor U .

$$U = \frac{1}{1/h_1 + \Delta x/k + 1/h_2} \quad [\text{Ec. 3.18}]$$

3.1.3 Radiación.

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas.

La transferencia de calor por radiación es la más rápida (a la velocidad de la luz) y no sufre atenuación en el vacío. Ahora en los estudios de transferencia de calor es de interés la *radiación térmica*, que es la forma de radiación emitida por los cuerpos debido a su temperatura. Por lo tanto cualquier cuerpo que tenga una temperatura arriba del cero absoluto emite radiación térmica.

La radiación es un fenómeno volumétrico y todos los sólidos, líquidos y gases, absorben o emiten radiación en diversos grados. Sin embargo para los sólidos la radiación se considera un fenómeno superficial, ya que las radiaciones emitidas por estos desde su interior nunca pueden llegar a la superficie, y la radiación incidente sobre estos cuerpos suele absorberse sólo unas cuantas micras hacia el interior de dichos sólidos.

Según la ley de Stefan-Boltzmann, la máxima radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura T_s (en Kelvin o Rankine) se expresa mediante:

$$\dot{Q}_{emitida, \text{máx}} = \sigma A_s T_s^4 \quad [\text{Ec. 3.19}]$$

Donde:

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 \text{ (Constante de Stefan-Boltzmann)}$$

A_s es el área superficial, y

T_s corresponde a la temperatura superficial del cuerpo.

La ecuación 3.19 es una idealización de una superficie que emite la radiación máxima o total, estas superficies se denominan cuerpos negros. Sin embargo la radiación emitida por todas las superficies reales es menor que la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura, y se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{emitted} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad [\text{Ec. 3.20}]$$

En donde ε es la emisividad de la superficie, y es una medida de cuan cerca está una superficie de ser un cuerpo negro ($\varepsilon = 1$). Los valores de emisividad están en el intervalo de $0 \leq \varepsilon \leq 1$. (Cengel, 2007)

Ahora un cuerpo gris A_1 con T_1 emite radiación a razón de $\varepsilon_1 \sigma A_1 T_1^4$, y la razón de transferencia de calor entre un cuerpo gris con una temperatura T_1 y un espacio cerrado negro circundante con T_2 es:

$$q_r = A_1 \varepsilon_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad [\text{Ec. 3.21}]$$

En el anexo 6 se dan las emisividades de algunas superficies.

3.2 Aislamiento térmico.

Existen muchos casos en el diseño ingenieril donde el objetivo es reducir el flujo de calor. Así es necesario disponer de materiales que tengan la característica de impedir el paso de energía, o dicho de otra manera, materiales que tengan una baja *conductividad térmica*. Estos materiales son los que se conocen como materiales aislantes.

Los materiales aislantes térmicos deben tener una baja conductividad térmica. En la mayoría de los casos esto se logra atrapando aire o algún otro gas en el interior de pequeñas cavidades en un sólido. Estos materiales aislantes térmicos utilizan la baja conductividad térmica inherente a un gas para inhibir el flujo de calor.

La conductividad térmica de aislamiento es un valor efectivo k_{eff} que no solo cambia con la temperatura, sino también con la presión y las condiciones ambientales, como humedad. El cambio de k_{eff} suele ser pronunciado, especialmente a temperaturas elevadas y en que la radiación desempeña un papel significativo en el proceso global de transferencia de calor.

Existen en esencia tres tipos de materiales aislantes:

1. *Fibrosos*: los materiales fibrosos se componen de filamentos con partículas de diámetro pequeño de baja densidad que pueden colocarse en una abertura como “relleno suelto” o en forma de tablas, bloques o mantas. Los materiales fibrosos tienen una porosidad muy alta (alrededor de un 90%). La lana mineral es un material fibroso común para aplicaciones por debajo de los 700 °C, y con frecuencia se utiliza fibra de vidrio con temperaturas por debajo de los 200 °C.

2. Celulares: los aislantes celulares son materiales que se encuentran en celdas cerradas o abiertas que suelen tener la forma de tableros extendidos flexibles o rígidos. Sin embargo, también es posible darles forma o rociarlos en el lugar. El aislamiento celular tienen la ventaja de su baja densidad, baja capacidad de calentamiento, y una resistencia a la compresión relativamente buena. Algunos ejemplos son el poliuretano y la espuma de poliestireno expandida.

3. Granulares: el aislamiento granular consiste en pequeñas escamas o partículas de materiales inorgánicas aglomeradas en formas prefabricadas o utilizadas como polvo.

En la figura 24, se muestran los intervalos de conductividad térmica efectiva para un aislamiento al vacío y sin él, lo mismo que el producto de la conductividad térmica por la densidad de masa, lo que en ocasiones es importante en el diseño.

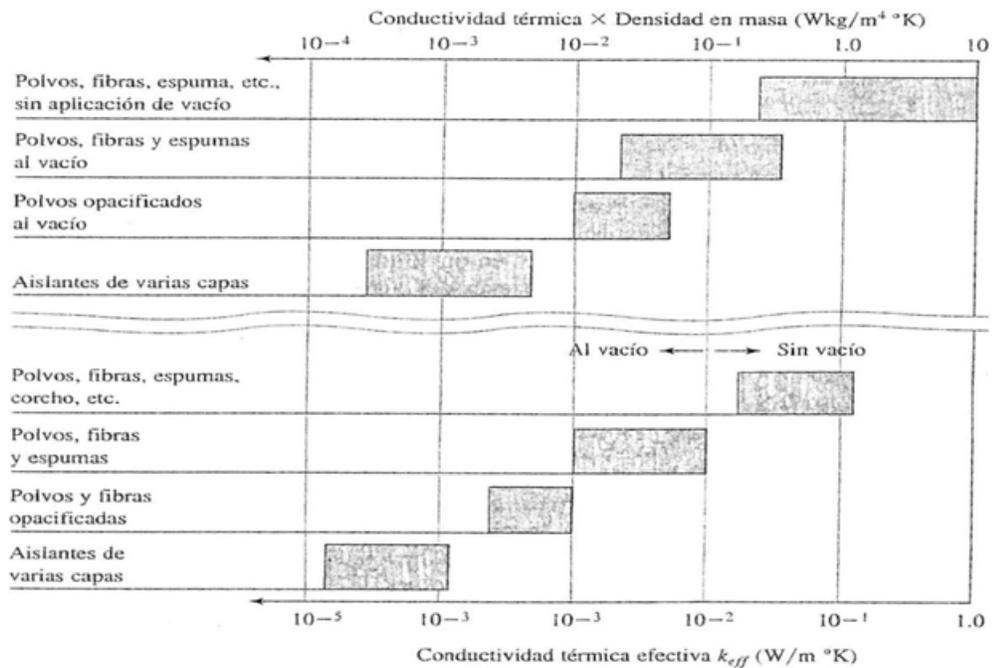


Figura 24. Intervalos de las conductividades térmicas de aislantes térmicos y productos de conductividad térmica y densidad en masa.

La propiedad más importante a considerar para elegir un material aislante es la conductividad térmica, aunque la densidad, el límite superior de temperatura, la rigidez estructural, la degradación, la estabilidad química y el costo, desde luego, también son factores importantes.

En la figura 25, se muestran los intervalos de conductividades térmicas de varios materiales aislantes fibrosos y celulares para bajas temperaturas.

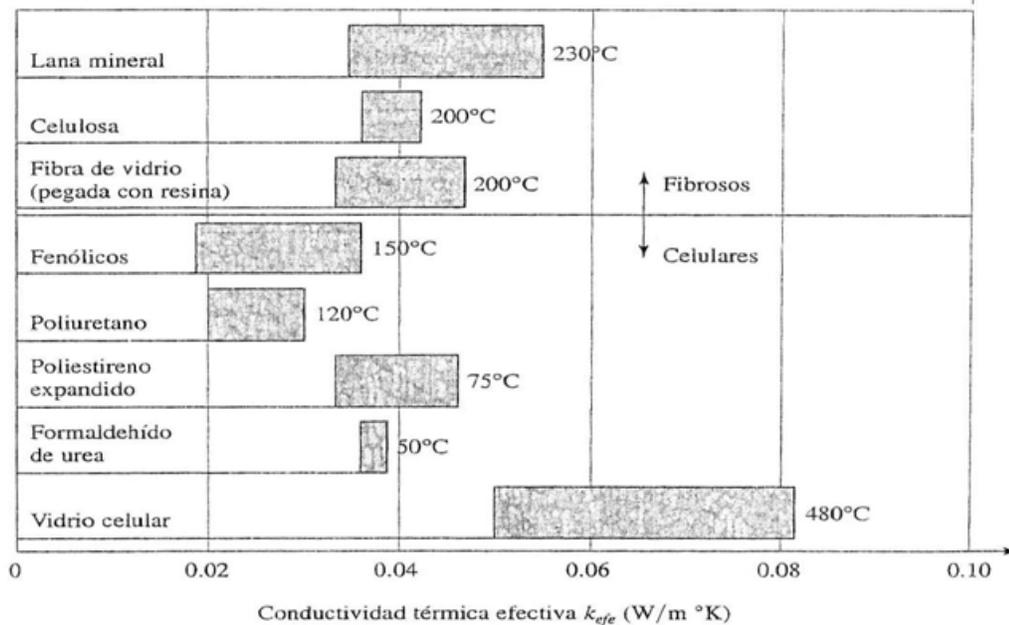


Figura 25. Intervalos de conductividad térmica de materiales aislantes fibrosos y celulares típicos. Las temperaturas de uso máximas aproximadas están a la derecha de los aislantes.

Algunos materiales tienen el inconveniente de variar sus propiedades o características de aislamiento con el tiempo o al verse expuestos a humedad, como es el caso del poliuretano y el poliestireno que en general pierden entre el 20% y el 50% de su calidad de aislante durante el primer año de uso. Otros materiales experimentan incrementos de su conductividad efectiva a consecuencia de la absorción de humedad en ambientes muy húmedos o por pérdida de vacío. (Kreith, 2001)

CAPÍTULO IV. PÉRDIDA DE ENERGÍA DEL DIGESTOR.

4.1 Mediante conducción.

Idealizando el sistema de transferencia de calor se supondrá un flujo de calor radial a través de un casco cilíndrico. El problema consiste entonces en determinar la distribución de temperaturas y la razón de transferencia de calor a lo largo de un cilindro hueco de longitud L . Ver figura 20.

Como se puede ver en la figura 26 el digestor está construido de forma cilíndrica. Para efectos de cálculo se dividirá en paneles como se puede ver en la figura siguiente.

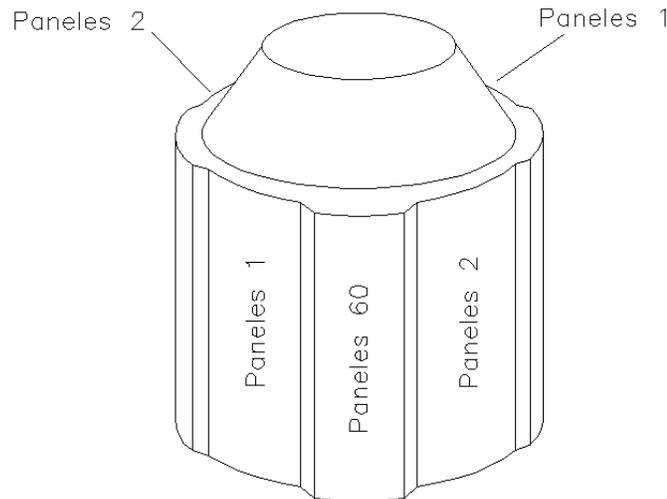


Figura 26. Paneles del Biodigestor.

Por razones de simplicidad de cálculo se determinará primero la pérdida de calor del manto cilíndrico como si fuesen dos digestores, uno con un espesor de 30 cm y el otro de 60 cm. Posteriormente se determina la pérdida de calor de la cúpula. (Ver figura 27)

Conociendo la superficie de cada panel se podrá multiplicar por el factor de superficie y obtener las pérdidas de energía de cada panel. Además hay que mencionar que los datos usados en las ecuaciones siguientes, son de acuerdo a mediciones tomadas in situ y en condiciones que se van dejando claramente señaladas.

A continuación se muestra un día de testeo o toma de temperaturas ambiente y superficial del digestor.

Fecha: 4 Septiembre.

Hora inicio: 7:10 A.M hrs.

Hora término: 7:45 A.M. hrs.

$$T_{\text{todos Digestor}} = 31,9 \text{ [}^{\circ}\text{C]} - 7.33 \text{ pH}$$

$T_{\text{Sup Digestor}}$	$T \text{ Ambiente}$
10.7	0.9
10.4	0,9
11.2	1.4
12	1.6
12.7	1.6
12.1	1.6
11.4	1.6
11.3	2.6
11.6	2.6

Tabla N° 8. Temperaturas ambiente y superficial del digestor.

En el anexo 4 se pueden ver la totalidad de mediciones de temperatura ambiente, temperatura superficial, acidez del lodo y temperatura al interior del digester (del lodo) señalando el día y a la hora que fueron tomadas.

Las temperaturas superficiales fueron tomadas con instrumento digital y un sensor termocupla tipo T de superficie. El procedimiento llevado a cabo fue realizar pequeñas perforaciones de un centímetro de profundidad (broca de 2 mm) para introducir la termocupla en el orificio y así de esta manera evitar que el viento afecte el valor entregado por el instrumento.

La temperatura al interior del digester fue leída de monitor y corroborada mediante el uso de un termómetro digital con el uso una termocupla tipo K de inmersión, en el lodo recirculado (ver anexo 5).

De acuerdo a la ecuación 3.6 y a la figura 27, donde se aclara gráficamente la forma de plantear el cálculo, se puede determinar la pérdida de calor por conducción pura, como sigue:

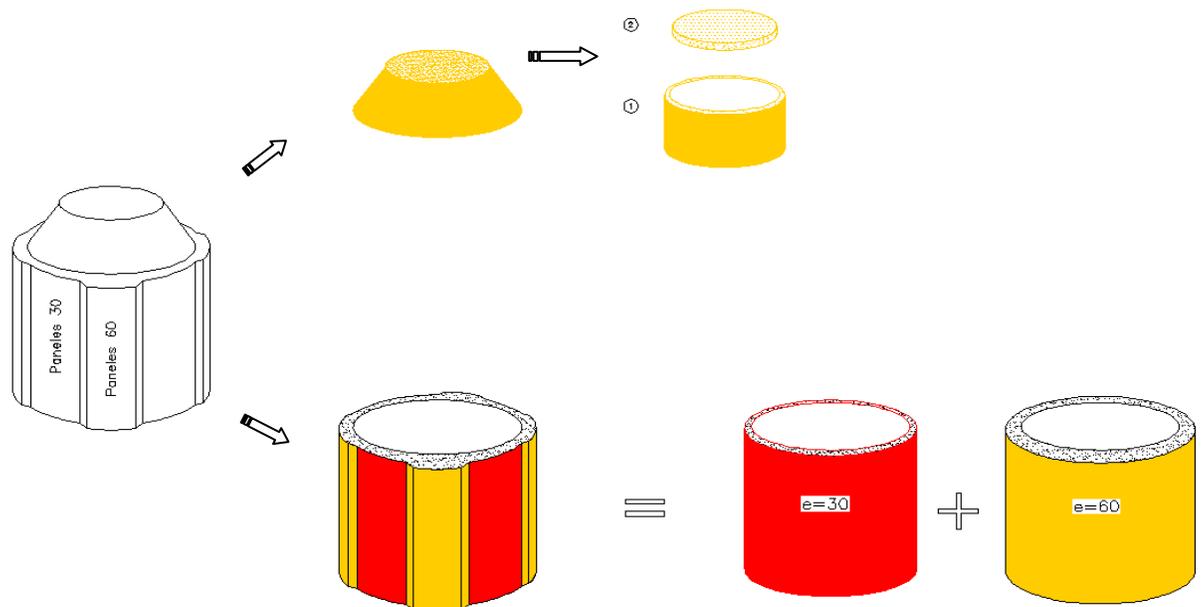


Figura 27. Solución gráfica para calcular la pérdida de energía por conducción.

$$q_{k(30-60)} = 2\pi Lk \frac{T_i - T_o}{\ln(r_o / r_i)}$$

Donde:

q_{k30} : Pérdida de calor del cilindro de espesor de 30 cm.

q_{k60} : Pérdida de calor del cilindro de espesor de 60 cm.

k : Coeficiente de conductividad térmica.

L : Longitud o altura del cilindro.

T_i : Temperatura superficie interior.

T_o : Temperatura superficie exterior.

r_i : Radio interior.

r_o : Radio exterior.

De acuerdo a la figura 23, se puede ver que la temperatura superficial interior es menor que la temperatura al interior del recinto. Esto debido a la resistencia térmica por convección interior. Sin embargo, el factor de transferencia de calor por convección interior es alto en comparación al exterior, por lo que su resistencia térmica se puede despreciar. Esto se demuestra de la siguiente manera:

Según la ecuación 3.8, la resistencia térmica por convección es de la forma $1/h$.

Con una diferencia de potencial térmico de 20 (diferencia de temperatura entre el interior y el exterior del digestor) el valor de h es del orden de $594 [W/m^2K]$ para el agua como se puede ver en la tabla 1 del anexo 7 del estudio de *simulación en elementos finitos de Conducción de calor aplicado a macerado de trozos de madera*. (R. Moreno, et al. 1992)

Tomando un valor de $h = 594 [W / m^2 K]$, la resistencia térmica por convección interior es:

$$R_i = \frac{1}{h_i} = \frac{1}{594} = 0,00168 [m^2 K / W]$$

Que es un valor cercano al 4% de la resistencia térmica por convección exterior (ver cálculo de $h_{exterior} = 25,47 [W / m^2 K]$ en página 85). Por lo tanto la temperatura superficial interior del digestor se puede asumir, con un muy bajo error, como la temperatura que el digestor tiene en su interior.

Ahora el valor de $h = 594 [W / m^2 K]$ es un valor para el agua, sin embargo, según memoria de cálculo de la planta el lodo que está al interior del digestor tiene un porcentaje de sólidos del orden de un 3% por lo tanto no se comete error al asumir un $h_{lodo} = h_{agua}$.

Así, pudiendo tomar la temperatura superficial interior igual a la temperatura al interior del digestor, la pérdida energética para “cada cilindro” es:

$$q_{30} = 2\pi Lk \frac{T_i - T_o}{\ln(r_o / r_i)} = 2\pi \times 11,7 \times 1,63 \frac{31 - 10,7}{\ln(9,23 / 8,93)} = 73.616,38 [W]$$

$$\Rightarrow q_{30} / A_{sup\ cilindro} = \frac{73.616,38}{\pi \times 18,46 \times 11,7} = 108,49 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$q_{60} = 2\pi Lk \frac{T_i - T_o}{\ln(r_o / r_i)} = 2\pi \times 11,7 \times 1,63 \frac{31 - 10,7}{\ln(9,53 / 8,93)} = 37406,48 [W]$$

$$\Rightarrow q_{60} / A_{sup\ cilindro} = \frac{37.406,48}{\pi \times 19,06 \times 11,7} = 53,39 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Notas:

- T_o es tomada mediante instrumento.
- Detalles de valores tomados de temperatura se pueden revisar en anexos 4 y los radios se pueden ver en figuras 32 y 33.
- k corresponde al factor de conductividad del hormigón armado.

Así de esta manera, conociendo el área superficial de cada panel podemos determinar el calor perdido por cada uno de estos, como se resume en la siguiente tabla.

Paneles 30	Dimensiones	Superficie [m^2]	Cantidad	Calor cedido [W]
Paneles 1	17,75×11,7	207,68	2	45.062,2
Paneles 2	6,15×11,7	72,96	2	15.830,86
<i>Total</i> ₃₀		561,28		60.893,06
Paneles 60	2,2×11,7	25,74	4	
<i>Total</i> ₆₀		102,96		5.497,03
Total		664,24		66.390,09

Tabla 9. Pérdida de calor de cada panel.

Notas: las medidas de cada panel (dos paneles de 17,75 metros; dos paneles de 6,15 metros y cuatro paneles de 2,2 metros) fueron medidas en terreno y corresponden a medidas perimetrales, los paneles están en base a lo mostrado en las figuras 32 y 33.

Para determinar la pérdida de calor de la **cúpula** se supondrá que el flujo de calor es como se muestra en la figura siguiente:

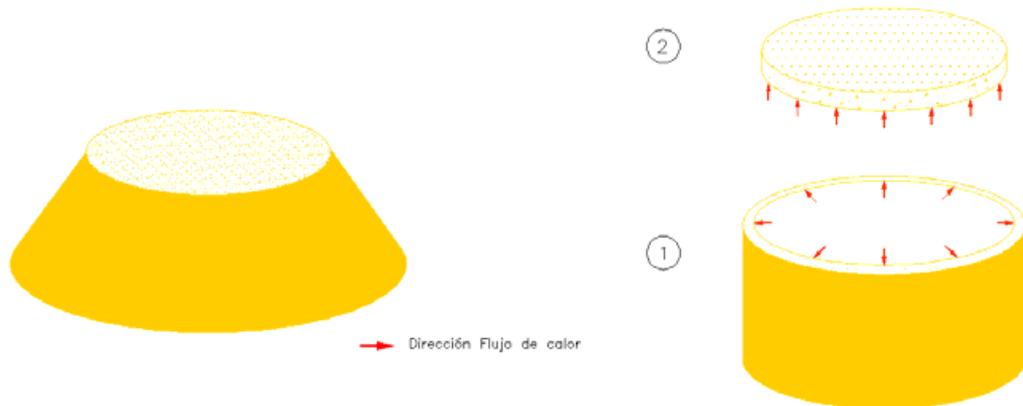


Figura 28. Forma de analizar la cúpula del digestor.

Dada la forma cónica de la cúpula no existe forma convencional de plantear el cálculo. Por lo tanto, para el cálculo del manto, se tomará como si fuese un cilindro hueco de diámetro correspondiente a un diámetro medio del tronco de cono, es decir $d_{promedio} = \frac{7,16+17,86}{2} = 12,5$ [m]. Y una altura de 5,35 [m], que es la altura del tronco de cono.

Para la *parte uno*, el cálculo corresponde a la pérdida de energía radial a través de un cilindro, por lo tanto según la ecuación 3.6 la pérdida de energía es:

$$q = 2\pi Lk \frac{T_i - T_o}{\ln(r_o / r_i)} = 2\pi \times 5,35 \times 1,63 \frac{31 - 10,7}{\ln(6,25 / 5,95)} = 22.611,97 \text{ [W]}$$

La *parte dos* se determina mediante el calor transferido a través de una placa plana, en donde la superficie corresponde a un círculo o tapa del digestor.

Para plantear un sistema de coordenadas, se simplificará a una transferencia de calor por conducción de acuerdo a la ley de Fourier para paredes planas.

$$q_k = -kA \frac{dT}{dx} \quad [\text{Ec. 4.1}]$$

El signo negativo es consecuencia de la segunda ley de la termodinámica, y como ya se mencionó la razón real de flujo de calor depende de la conductividad térmica k la cual es una propiedad física del medio.

Además considerando el flujo de calor unidimensional estacionario, es decir, que el gradiente de temperatura y el flujo de calor no varían en el tiempo y el área de la sección transversal a lo largo de la trayectoria del flujo de calor es uniforme, se pueden separar las variables de la ecuación de Fourier de la siguiente manera:

$$\frac{q_k}{Q} \int_0^L dx = - \int_{T_{\text{caliente}}}^{T_{\text{fria}}} k dT = \int_{T_1}^{T_2} k dT \quad [\text{Ec. 4.2}]$$

Si k es independiente de T después de integrar se obtiene la siguiente expresión para la razón de conducción de calor a través de la pared.

$$q_k = \frac{Ak}{L} (T_{\text{caliente}} - T_{\text{fria}}) = \frac{\Delta T}{L/Ak} \quad [\text{Ec. 4.3}]$$

En donde L/Ak se conoce como resistencia térmica de conducción.

Así, el reemplazar valores en la ecuación 4.3 se obtiene:

$$q_k = \frac{40,26 \times 1,63}{0,3} (31 - 10,7) = 4.440,97 [W]$$

La pérdida de calor total de la cúpula mediante conducción pura es

$$q_{Cúpula} = 27.052,94 [W]$$

Por lo tanto, la pérdida total de calor mediante conducción del digestor es:

$$q_{Conducción} = 60,39 + 27,05 = 87,44 [KW]$$

4.2 Mediante convección.

En primer lugar hay que mencionar que para determinar la pérdida de calor mediante convección natural, se tomarán algunas suposiciones como:

- Existen condiciones estacionarias de operación.
- El aire se puede tratar como un gas ideal.
- La presión atmosférica local es 1 atm.
- Los valores de temperatura tomados para los cálculos siguientes serán del día en que las condiciones ambientales fueron las más desfavorables.

La forma de enfrentar un cálculo de convección natural es mediante relaciones empíricas que conducen a determinar el coeficiente de transferencia de calor h .

Luego se debe determinar la temperatura de película T_p .

$$T_p = \frac{T_s + T_f}{2}$$

Donde:

T_s : Temperatura de la pared o superficie.

T_f : Temperatura del fluido lo suficiente lejos de la superficie.

$$\text{Así, } T_p = \frac{10,7 + 0,9}{2} = 5,8 \text{ } ^\circ\text{C} = 278,95 \text{ K}$$

Las propiedades del aire según tabla del anexo 2 son:

$$\begin{aligned} \nu &= 13,85 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s} & \beta &= \frac{1}{278,95} = 3,585 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1} \\ \kappa &= 0,02457 \text{ W} / \text{m} \cdot ^\circ\text{C} & \text{Pr} &= 0,714 \end{aligned}$$

Nota: Valores interpolados. En anexo 8 se da un ejemplo de interpolación para la viscosidad cinemática.

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_f)Lc^3}{\nu^2} = \frac{9,806 \times 3,585 \times 10^{-3}(10,7 - 0,9)18,46^3}{(13,85 \times 10^{-6})^2} = 1,565 \times 10^{14}$$

De acuerdo al punto 3.1.2 donde se trata con detalle la formulación empírica y en base a la ecuación 3.14, se puede tratar el digestor como una placa vertical, como se demuestra a continuación.

$$\begin{aligned} D &\geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}} \Rightarrow 18,46 \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}} \\ 18,46 &\geq \frac{35 \times 13,3}{(1,565 \times 10^{14})^{1/4}} \\ 18,46 &\geq 0,1316 \end{aligned}$$

Por lo tanto el cilindro se puede tratar como placa vertical. Ahora es necesario calcular el número de Grashof con la longitud característica para una placa vertical.

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_f)Lc^3}{\nu^2} = \frac{9,806 \times 3,585 \times 10^{-3}(10,7 - 0,9)13,3^3}{(13,85 \times 10^{-6})^2} = 4,225 \times 10^{12}$$

Luego el número de rayleigh es:

$$Ra = Gr_L Pr = 4,225 \times 10^{12} \times 0,714 = 3,017 \times 10^{12}$$

Ahora estamos en condiciones de calcular el número de Nusselt haciendo uso de la fórmula dada en anexo 1 de Correlaciones empíricas del número de Nusselt para la convección natural sobre superficies.

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

Que satisface todo el intervalo de Rayleigh.

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \times (3,017 \times 10^{12})^{1/6}}{\left[1 + (0,492 / 0,714)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 1587,14$$

Por lo tanto según ecuación 3.9 el coeficiente de transferencia de calor es:

$$h = \frac{Nu k}{L} = \frac{1587,14 \times 0,02457}{13,3} = 2,932 \quad [W / m^2 \text{ } ^\circ C]$$

Este valor es muy bajo en relación a las condiciones en que se plantea el problema, ya que el orden de magnitud para las condiciones dadas, debería estar en el rango 20 - 30 $[W / m^2 \text{ } ^\circ C]$ como se puede ver en la tabla 10. (Kreith, 2001). Por lo tanto es necesario considerar la convección forzada.

Fluido	Coeficiente de transferencia de calor por convección	
	W/m ² K	Btu/hr ft ² °F
Aire, convección libre	6-30	1-5
Vapor o aire sobrecalentado, convección forzada	30-300	5-50
Aceite, convección forzada	60-1,800	10-300
Agua, convección forzada	300-18,000	50-3,000
Agua, hirviendo	3,000-60,000	500-10,000
Vapor, condensándose	6,000-120,000	1,000-20,000

Tabla 10. Orden de magnitud de los coeficientes de transferencia de calor por convección.

Cuando existe convección natural y forzada combinada se puede determinar si la convección natural, forzada, o ninguna de ellas son despreciables según el número de Arquímedes.

El parámetro dado es:

$$\frac{Gr}{Re^2} < 0,1 \quad \text{Convección natural es despreciable.}$$

$\frac{Gr}{Re^2} > 10$ Convección forzada es despreciable.

$0,1 < \frac{Gr}{Re^2} < 10$ Ninguna de las dos es despreciable. (Cengel, 2007)

El cálculo para determinar la pérdida de energía mediante convección forzada del digestor se llevará a cabo dividiendo este en dos partes, el manto cilíndrico y la cúpula. Para el manto cilíndrico se trabajará sólo con el diámetro equivalente al espesor de 30 *cm* (diámetro de 18,46 *m*), ya que el área total de los paneles de 60 *cm* representa sólo el 18% del manto. Además desde el punto de vista energético se puede despreciar la pérdida de energía a través de los paneles de 60 *cm* como se puede apreciar en la tabla 9, en donde es fácil ver que para la conducción la pérdida de calor es cercana al 8% respecto de la pérdida total.

El manto cilindro, al igual que para la convección natural, se aproximará al cálculo de una placa plana vertical, ya que al modelar el problema como cilindro vertical con flujo transversal (que es lo más aproximado a la realidad) no existe forma de determinar los coeficientes numéricos necesarios para obtener el número de Nusselt y por ende el coeficiente de convección, dadas las características constructivas y dimensiones del digestor,

En la convección forzada el número de Reynolds es un indicativo del tipo de flujo del fluido, y el proceso está en función de la velocidad del fluido básicamente.

La velocidad tomada es un tipo de viento de moderado a fuerte (entre 30 a 40 km/hora) y a una temperatura ambiente de 0,9 °C.

Según ecuación 3.11 Re se calcula como sigue:

$$Re = \frac{U_f Lc}{\nu} = \frac{10 \times 11,7}{13,85 \times 10^{-6}} = 8,448 \times 10^6$$

Notas:

- Velocidad del fluido de $10 [m/s]$
- Viscosidad cinemática tomada de anexo 2 e interpolada a temperatura de película.

Lo que implica que es un flujo turbulento. Al obtener el número de Reynolds la relación de Arquímedes queda:

$$\frac{Gr}{Re^2} = \frac{4,225 \times 10^{12}}{(8,448 \times 10^6)^2} = 0.0592$$

Por lo tanto la convección natural es despreciable.

Dada las dimensiones de la estructura (digestor) el cálculo de las variables se hará localizado para tener un espectro mayor del comportamiento del fluido a medida que el fluido se desplaza sobre el digestor.

Las relaciones correspondientes para el flujo turbulento son:

Número de Reynolds local

$$Re_x = \frac{Vx}{\nu} \quad [Ec. 4.4]$$

Donde:

- V es la velocidad del fluido.
- x es la distancia local a lo largo de la placa. (Ver figura 29)
- ν es la viscosidad cinemática del fluido evaluada a temperatura de película.

Espesor de la capa límite local

$$\delta_{v,x} = \frac{0,38x}{\text{Re}_x^{1/5}}, \quad 5 \times 10^5 \leq \text{Re}_x \leq 10^7 \quad [\text{Ec. 4.5}]$$

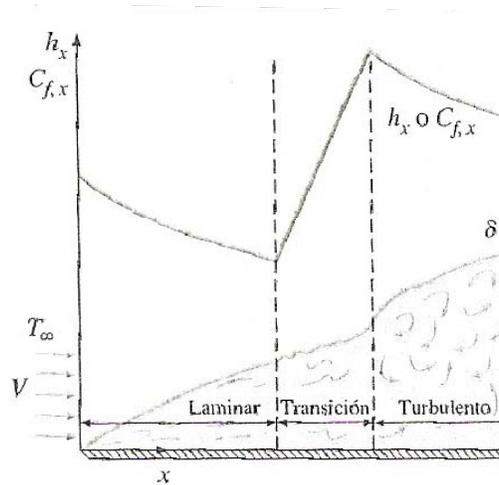


Figura 29. Variación de los coeficientes de fricción locales y de transferencia de calor para el flujo sobre una placa plana.

Número de Nusselt local

$$Nu_x = \frac{h_x x}{k} = 0,0296 \text{Re}_x^{0,8} \text{Pr}^{1/3}, \quad 0,6 \leq \text{Pr} \leq 60 \quad [\text{Ec. 4.6}]$$

$$5 \times 10^5 \leq \text{Re}_x \leq 10^7$$

Donde h_x es el factor local de transferencia de calor por convección forzada.

Así, para 1 metro de longitud los valores locales son:

$$\text{Re}_x = \frac{10 \times 1}{13,85 \times 10^{-6}} = 7,220 \times 10^5$$

$$\delta_{v,x} = \frac{0,38 \times 1}{7,220 \times 10^{5^{1/5}}} = 2,559 \times 10^{-2} \quad [m]$$

Reordenando la ecuación 3.6 h_x se determina de la siguiente manera:

$$h_x = \frac{k}{x} 0,0296 \text{Re}_x^{0,8} \text{Pr}^{1/3} = \frac{0,02457}{1} 0,0296 \times 7,220 \times 10^{5^{0,8}} \times 0,714^{1/3} = 31,61 \quad [W / m^2 \text{ } ^\circ\text{C}]$$

Nota: La conductividad térmica k y el número de Prandtl Pr son tomados de anexo 2 y a temperatura de película de 5,8 °C.

Los valores para toda la longitud del digestor se resumen en la siguiente tabla:

longitud	Reynolds	capa límite	coef. Conv
1	722021,67	0,026	31,61
2	1444043,33	0,045	27,52
3	2166064,99	0,062	25,38
4	2888086,65	0,078	23,96
5	3610108,31	0,093	22,91
6	4332129,97	0,108	22,09
7	5054151,63	0,122	21,42
8	5776173,29	0,136	20,86
9	6498194,95	0,149	20,37
10	7220216,61	0,162	19,95
11	7942238,27	0,175	19,57
11,7	8447653,43	0,184	19,33

Tabla 11. Números de Reynolds, capa límite y coeficientes de convección locales para el digestor cada un metro de longitud.

Los datos obtenidos en la tabla precedente están de acuerdo a la figura 29, en donde se ve que para el flujo turbulento el espesor de la capa límite aumenta a lo largo de la placa y el coeficiente de convección disminuye.

Por lo tanto, para determinar el calor transferido mediante convección forzada, que como ya se mencionó es la predominante para el cálculo de h , se tomará el promedio entre los valores extremos.

$$h_{promedio} = \frac{31,61 + 19,33}{2} = 25,47 \quad [W / m^2 \text{ } ^\circ C]$$

Así, según ecuación 3.8 de la ley de enfriamiento de Newton, podemos calcular la pérdida de calor por convección para el manto cilíndrico.

$$\dot{q} = h(T_s - T_f) = 25,47(10,7 - 0,9) = 249,61 \quad [W / m^2]$$

El área superficial del manto es:

$$A_s = \pi DH = \pi \times 18,46 \times 11,7 = 678,53 [m^2]$$

Por lo tanto la pérdida total de calor a través del manto es:

$$q = \dot{q} \times A_s = 249,61 \times 678,53 = 169367 [W] \approx 169,37 [KW]$$

La cúpula se analizará de acuerdo a la figura 28. La parte uno designada en dicha figura es semejante al cálculo hecho para el manto, mientras que la parte dos corresponde a una placa plana.

Así, para la parte uno rige lo expuesto anteriormente para el manto cilíndrico. La velocidad del fluido y propiedades del aire son los mismos ya que como se mencionó, se supone un proceso isotérmico. Por lo tanto los valores para la cúpula van a ser los mismos que el manto para los primeros metros de longitud.

Los valores para toda la longitud de la cúpula se resumen en la siguiente tabla:

longitud	Reynolds	capa límite	coef. Conv
1	722021,67	0,026	31,61
2	1444043,33	0,045	27,52
3	2166064,99	0,062	25,38
4	2888086,65	0,078	23,96
5	3610108,31	0,093	22,91
5,35	3862815,89	0,098	22,6

Tabla 12. Números de Reynolds, capa límite y coeficientes de convección locales para la cúpula cada un metro de longitud.

Así, tomando el promedio entre los valores extremos, el coeficiente de convección forzada es:

$$h_{promedio} = \frac{31,61 + 22,6}{2} = 27,11 \quad [W / m^2 \text{ } ^\circ C]$$

Y según ecuación 2.8 de la ley de enfriamiento de Newton, podemos calcular la pérdida de calor por convección

$$\dot{q} = h(T_s - T_F) = 27,11(10,7 - 0,9) = 265,63 \quad [W / m^2]$$

El área superficial del manto de tronco de cono (ver figura 30) se calcula de la siguiente manera:

$$A_s = \pi(R + r)\sqrt{H^2 + (R - r)^2} \quad [\text{Ec. 4.7}]$$

Reemplazando valores, se obtiene que el área de la superficie de la cúpula es $297,36 \text{ m}^2$

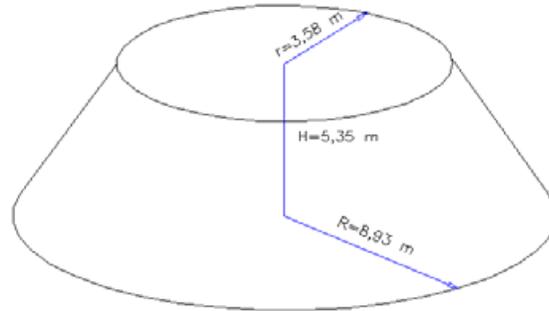


Figura 30. Medidas principales de la cúpula.

Por lo tanto la pérdida de calor a través del manto de la cúpula es:

$$q = \dot{q} \times A_s = 265,63 \times 297,36 = 78.987,74 \text{ [W]} \approx 79 \text{ [KW]}$$

Ahora para determinar la pérdida de calor de la parte dos de la cúpula (ver figura 28), es necesario determinar una longitud característica para determinar el número de Reynolds.

Una forma de determinar una longitud característica es A_s / P , donde A_s es el área y P es el perímetro.

$$\text{Así, } L = A_s / P = \frac{\pi r^2}{2\pi r} = \frac{r}{2} = \frac{3,58}{2} = 1,79 \text{ [m]}$$

Por lo tanto, según ecuación 3.4 Reynolds queda:

$$\text{Re}_L = \frac{10 \times 1,79}{13,85 \times 10^{-6}} = 1,292 \times 10^6$$

Que corresponde a flujo turbulento, por lo tanto según ecuación 4.6 el coeficiente de transferencia de calor por convección es:

$$h_L = \frac{k}{L} 0,0296 \text{Re}_L^{0,8} \text{Pr}^{1/3} = \frac{0,02457}{1,79} 0,0296 \times 1,292 \times 10^{6,8} \times 0,714^{1/3} = 28,13 \text{ [W / m}^2 \text{ °C]}$$

Así, la pérdida de calor por convección para la parte dos de la cúpula es:

$$\dot{q} = h(T_S - T_F) = 28,13(10,7 - 0,9) = 275,67 \text{ [W / m}^2\text{]}$$

El área del círculo es $40,26 \text{ m}^2$ lo que implica que la pérdida de calor es:

$$q = \dot{q} \times A_s = 275,67 \times 40,26 = 11100 \text{ [W]} \approx 11,1 \text{ [KW]}$$

Lo que implica que la pérdida de calor de la cúpula es:

$$Q_{CÚPULA} = 79 + 11,1 = 90,1 \text{ [KW]}$$

Así, de esta manera la pérdida de calor del digestor mediante convección forzada se obtiene de sumar la pérdida de calor del manto cilíndrico y la cúpula.

$$q_{convección} = 169,37 + 90,1 = 259,47 \text{ [KW]}$$

4.3 Mediante Radiación.

Para determinar la pérdida de calor por radiación es necesario determinar el área superficial total del digestor A_T , así como conocer la emisividad ε de la superficie y la temperatura T_s de este, y del espacio circundante T_f .

La superficie total del digestor es $1001,86 \text{ m}^2$ y corresponde a los datos proporcionados por la tabla 9 más el área de la cúpula calculada por medio de la ecuación 4.7.

Según ecuación 3.21 y asumiendo que el entorno se comporta como un cuerpo negro ya que la atmósfera absorbe todo el calor emitido por el digestor, la pérdida de energía es:

$$q_r = A_T \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_f^4)$$

$$= 1001,86 \times 0,91 \times 5,67 \times 10^{-8} \left((10,7 + 273,15)^4 - (0,9 + 273,15)^4 \right) = 43.997,77 \text{ [W]}$$

$$\text{Así, } \boxed{q_{\text{Radiación}} \approx 44,0 \text{ [KW]}}$$

La emisividad ε corresponde al promedio dado en tabla del anexo 6 para el concreto.

Por lo tanto la **pérdida total de calor del digestor** corresponde a las pérdidas por conducción, convección y radiación, es decir:

$$\boxed{Q_{\text{DIGESTOR}} = Q_k + Q_c + q_r = 87,44 + 259,47 + 44,0 = 390,91 \text{ [KW]}}$$

CAPÍTULO V. ESPESOR NECESARIO Y TIPO DE AISLAMIENTO ÓPTIMO.

5.1 Determinación del espesor necesario de aislamiento.

Una vez determinada la pérdida de calor del digestor se puede trabajar con la ecuación 3.15 para determinar el coeficiente global de transferencia de calor U que combina la conducción y la convección sin aislamiento.

El calor cedido al ambiente se determina sumando la pérdida por conducción y convección (páginas 77 y 89 respectivamente). El área corresponde a la superficie total del digestor que se encuentra expuesto al ambiente y la diferencia de temperatura corresponde al día 4 de septiembre del 2008 a las 7:10 hrs, en que se registró la temperatura ambiente más baja (ver tabla 8 y anexo 4).

Así, reemplazando valores,

$$q = 346910 \quad [W]$$

$$A = 1001,86 \quad [m^2]$$

$$\Delta T_{global} = 31,9 - 0,9 = 31 \quad [^{\circ}C]$$

Se puede determinar el coeficiente global de transferencia de calor sin aislante,

$$U = \frac{q}{A\Delta T_{global}} = \frac{346910}{1001,86 \times (31,9 - 0,9)} = 11,17 \quad [W/m^2^{\circ}C]$$

Ahora este valor idealmente debería tender a cero, sin embargo siempre va existir una pérdida de energía. Debido a esto se espera que el espesor de aislante que se determine disminuya a un factor unitario o menor, el coeficiente global de transferencia de calor.

Una manera sencilla de elegir un espesor óptimo de aislante es mediante iteraciones con diferentes espesores para un mismo tipo de aislante. Así, de esta manera y haciendo uso de la ecuación 3.18 se puede obtener el valor de U para diferentes espesores de aislamiento.

$$U = \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{1/h_1 + \Delta x_H / k_H + \Delta x_{Ais} / k_{ais} + 1/h_2}$$

Donde:

$1/h_1$: Resistencia interior del lodo.

$\Delta x_H / k_H$: Resistencia del concreto.

$\Delta x_{Ais} / k_{ais}$: Resistencia del aislante.

$1/h_2$: Resistencia exterior del aire.

Como ya se explicó la resistencia interior se puede despreciar, además su valor corresponde a un 0,1% de la resistencia térmica del poliuretano. Por lo tanto, y a modo de ejemplo, el coeficiente global de transferencia de calor para un espesor de 40 mm de espuma rígida de poliuretano con un coeficiente de conductividad térmica de 0,025 $[W / m^{\circ}C]$ es:

$$U = \frac{1}{0 + 0,3/1,63 + 0,04/0,025 + 1/25,47} = 0,55 \quad [W / m^2 \cdot ^{\circ}C]$$

Notas:

k_H corresponde al coeficiente de conductividad del hormigón armado (ver anexo 6)

h_2 es el coeficiente exterior de convección. El cálculo se encuentra en página 85.

Para otros espesores el valor de U se muestra en la siguiente tabla.

Espesor [mm]	U [$W/m^2\text{°C}$]	$U_{\text{con Aislamiento}} / U_{\text{Sin aislar}}$	% Pérdida de Calor
10	1,6	1,6/11,7	13,68
20	0,98	0,98/11,7	8,38
40	0,55	0,55/11,7	4,7
80	0,29	0,29/11,7	2,48
100	0,24	0,24/11,7	2,05

Tabla 13. Porcentaje de pérdida de calor en función del coeficiente de calor a diferentes espesores de aislamiento.

En base a la tabla 13, se determina que el espesor de aislante óptimo es 40 mm de espuma rígida de poliuretano, ya que para valores menores la pérdida de calor no es despreciable, y para valores mayores la reducción de pérdida de calor no es considerable tomando en cuenta el costo de inversión.

5.2 Materiales comerciales de aislamiento térmico más comunes.

Lana mineral.

La lana mineral es un aislante térmico y acústico, incombustible. Este material se diferencia de otros aislantes en que es un material resistente al fuego, con un punto de fusión superior a los 1.000 °C. Las principales aplicaciones son el aislamiento de cubierta, tanto inclinada como plana.

- Coeficiente de conductividad: 0,034 a 0,042 W/(m°K)

Lana de vidrio.

Las propiedades de la lana de vidrio son similares a la lana mineral, sin embargo en general tiene menor densidad que la lana mineral, por esto que su conductividad térmica es mayor.

Conductividad térmica: 0,056 - 0,065 W/m·K

Vidrio celular o expandido.

Aunque ahora se usa relativamente poco, es muy material interesante, puesto que además de aislante es una barrera de vapor muy efectiva, lo que no suele ser normal en los aislantes térmicos.

Creado a partir de polvo de vidrio cocido. Normalmente proveniente del reciclaje de vidrio blanco.

Mediante procesos termoquímicos, el polvo de vidrio se esponja, creando burbujas en vacío parcial, por lo que se obtiene un material de muy baja conductividad térmica (en torno a 0,048 W/m°C).

La pasta resultante tras el proceso de cocido se corta en piezas comerciales cuyas dimensiones, dependiendo de su uso, oscilan entre los 30-50 cm de anchura por 50 - 100 cm de longitud, con grosores de pieza de 13 a 40 mm.

Espuma celulósica.

El material de espuma de celulosa, posee un aceptable poder aislante térmico y es un buen fonoabsorbente. Ideal para aplicar por la parte inferior de

galpones por ser un material 100% ignífugo de color blanco y por su rapidez al ser colocado.

- Tiene un coeficiente de conductividad promedio de 0,027 W/m·K
- Temperatura superior 45 °C, se fundirá posteriormente.

Espuma de polietileno.

La espuma de polietileno se caracteriza por ser económica, hidrófuga y fácil de colocar. Con respecto a su rendimiento térmico se puede decir que es de carácter medio. Con respecto a su terminación es de color blanco o bien de color aluminio. Tiene un coeficiente de conductividad térmica de entre 0,035 y 0,045 W/m°C

Espuma de poliuretano.

La espuma de poliuretano es conocida por ser un material aislante de muy buen rendimiento. Su aplicación se puede realizar desde la parte inferior o bien desde la parte superior. Genera a partir del "punto de humeo" ácido cianhídrico: extraordinariamente tóxico para humanos.

Propiedades

- Densidad: 45-60 kg/m³
- Resistencia a compresión: 200 N/mm²
- Conductividad térmica: 0,021 W/m·K
- Coeficiente de fricción: $\mu=0,0135$
- T^a de trabajo: -50 a 80 °C
- Humedad: 0 % a 100%
- Ensayo con norma DIN4102: difícilmente inflamable

Espuma elastomérica.

Es un aislante con un excelente rendimiento en baja y media temperatura con fácil instalación, reduciendo al máximo los costos de mano de obra. Posee en su estructura, una barrera de vapor y un comportamiento totalmente ignífugo.

- Coeficiente de conductividad: 0,029 kcal/h·m·°C
- Temperatura de trabajo óptima: -40 a 115 °C

Nota: características de los diferentes materiales tomadas electrónicamente de proveedores.

5.3 Elección del (o los) material (es) de aislación.

Existen variados productos de aislamiento térmico en el comercio nacional, pero en su mayoría están pensados para la construcción o cámaras de enfriamiento. Debido a esto se detallan algunos de estos materiales descritos anteriormente, señalando si pueden o no, servir para la aplicación dependiendo de su presentación y propiedades.

- **Lana mineral**, se presenta granulada, en manta o en paneles rígidos. Sólo podría servir la presentación en mantas. Sin embargo, este material tiene un buen comportamiento térmico cuando es dispuesto en superficies horizontales o con algún grado de inclinación, pero en superficies verticales se produce una "decantación" de la lana mineral.
- **Lana de vidrio**, al igual que la lana mineral la opción es usar las mantas, con el mismo inconveniente antes descrito.

- **Vidrio celular o expandido**, su presentación es en paneles rígidos por lo que no es viable para la aplicación.
- **Espuma celulósica**, es de fácil aplicación, pero su adherencia no es buena por lo que, para nuestro caso no es recomendable.
- **Espuma de polietileno**, es económico e hidrófugo y de fácil aplicación. Su rendimiento es de carácter medio.
- **Espuma de poliuretano**, comparable con la espuma de polietileno, pero con mejor rendimiento, una mayor resistencia a la compresión y menores coeficientes de conductividad térmica.
- **Espuma elastomérica**, posee excelentes propiedades aislantes, buen rendimiento y es ignífugo. Sus presentaciones están orientadas a aislamiento de ductos y similares por lo que no es un producto que sirva para la aplicación del aislamiento del digestor.

Notas:

- Información tomada electrónicamente de proveedores nacionales.
- Existe un producto denominado PRFV, que es un plástico reforzado con fibra de vidrio con un coeficiente aceptable de conductividad térmica. Sin embargo la construcción in situ (para nuestro caso) aumenta de dos a tres veces el costo, comparado con la aplicación de la espuma rígida de poliuretano.

A modo de conclusión los materiales que se pueden emplear para el aislamiento, tanto del manto como la cúpula del digestor son: la espuma de polietileno y la espuma de poliuretano.

Para el manto del digestor, de acuerdo al punto 5.2 y la reducida información de proveedores de la aplicación con polietileno se opta por la

espuma de poliuretano como el material más indicado para cubrir los paneles del digestor.

Pará la cúpula, al igual que para el manto, el material aislante más indicado es la espuma de poliuretano dado sus características antes descritas, y las indicaciones e información dada por expertos en el rubro de aislamiento térmico como es la empresa ASITERM S.A. e IMAK.

Ventajas y desventajas: entre las propiedades más importantes que se busca de un aislante es la capacidad de impedir el traspaso de energía a un bajo peso específico del mismo y de fácil aplicación, y sin duda la espuma de poliuretano, que pertenece al tipo celular, cumple con las propiedades antes descritas, ya que posee un coeficiente de conductividad térmica k entre 0,02 y 0,03 $[W / m^{\circ}K]$, como se puede ver en la figura 25 y posee una densidad de 35 – 60 $[kg / m^3]$.

Específicamente y dada la aplicación en superficies verticales e inclinadas a grandes alturas, como es el caso del digestor, es que la espuma de poliuretano y su aplicación lo hacen el material óptimo.

El aspecto negativo que posee la espuma de poliuretano, así como también la espuma de poliestireno, es que **pueden llegar a perder su propiedad aislante de un 20% a un 50%**, en el primer año de uso. Y esto se debe principalmente a la humedad, por lo que es prioritaria la **efectiva protección del aislante**. (Cengel 2007)

De acuerdo a especificaciones técnicas de empresa ASITERM S.A. el aislante térmico (espuma rígida de poliuretano) puede ser **cubierto y protegido con esmalte sin necesidad de ninguna protección**. Desde el punto de vista de costos, tiempo y trabajo en obra, esta aplicación es ideal.

Sin embargo, desde las cámaras de inspección del digestor, en ocasiones ocurren derrames de fluidos que son necesarios limpiarlos. Al darse esta lógica en el tiempo podría ocurrir un desgaste del esmalte y un posterior deterioro de la espuma rígida de poliuretano. Por lo que sería necesario construir una cubierta protectora.

Debido a lo anteriormente señalado, se darán dos alternativas de diseño, en que se detallarán aplicaciones, construcción, montaje, costos y tiempo de ejecución de obras.

CAPÍTULO VI. ALTERNATIVAS DE DISEÑO, COSTOS Y COMPARACIÓN ECONÓMICA.

6.1 Alternativas de Diseño.

6.1.1 Alternativa A.

Esta solución corresponde a la aplicación de la espuma rígida de poliuretano y la aplicación de esmalte alquid silicona, tal y como se recomienda por empresa de aislamiento ASITERM S.A.

La aplicación se realizará de acuerdo a normativa dada por el instalador y se rige básicamente por los siguientes puntos:

- Limpieza mediante agua a presión y escobillado.
- Secado total de la superficie.
- Aplicación del poliuretano mediante máquina industrial.
- Terminación con *Esmalte Alquid Silicona*. Propiedades y características que la hacen ideal para la aplicación y se pueden ver en anexo 11.

Nota: Si existiesen **derrames regulares** habría que realizar un re-pintado de la superficie cada 7 años. (Información dada por ASITERM. S.A.)

Para llevar a cabo los puntos descritos anteriormente, es necesaria la instalación de andamios por toda la periferia del digestor. El costo de este ítem se muestra en la siguiente tabla.

Descripción	Cantidad	Costo/día	Días	Total
Arriendo	100	900	22	1.980.000
Transporte	-	-	-	38.040
				2.018.040

Tabla 14. Costos de arriendo y transporte de andamios.

La cantidad de días se determina de acuerdo al siguiente criterio:

- 2 días, instalación de andamios.
- 5 días, limpieza de la superficie del digestor.
- 15 días, tiempo estipulado por empresas ASITERM S.A. para la aplicación y pintado del aislante.

El costo de arriendo y transporte de andamios corresponden a datos proporcionados por SODIMAC S.A. (ver anexo 14)

Costos Alternativa A.

El costo total se resume en la siguiente tabla:

Descripción	Costo
Arriendo y Transporte de Andamios	2.018.040
Limpieza del Digestor	4.326.840
Aplicación y pintado del aislante y paneles	15.277.383
Total	21.622.263

Tabla 15. Costo total de camisa de aislamiento térmico.

Notas:

- Valores incluyen IVA.
- No se considera el presupuesto de la empresa IMAK, ya que no estipula el costo con detalle como se le solicita, además de un costo estipulado que puede ser un 30% mayor y cobros adicionales por detalles constructivos, entre otros cobros y peticiones adicionales, como se puede ver en anexo 12.
- La limpieza estará a cargo de empresa local, ver anexo 13.

6.1.2 Alternativa B (Encamisado protector).

Se construirá una malla de sujeción y cubierta protectora del aislante en aquellos paneles que están expuestos a derrames de las cámaras de inspección.

Diseño de camisa de aislamiento térmico.

Dadas las condiciones constructivas del digestor que no permite grandes perforaciones en los paneles con espesor de 30 cm, es necesario construir una base de concreto que sirva de soporte de la camisa de aislamiento. Así, la construcción del aislamiento térmico del digestor consistirá en:

- Una base de hormigón,
- Malla de sujeción
- y una cubierta.

- **Base de hormigón.**

La base de hormigón tiene la finalidad de soportar el peso de la estructura e irá alrededor de los paneles de 30 cm (Ver figura 32 y 33). Su construcción en vista axonométrica se puede ver en la siguiente figura.

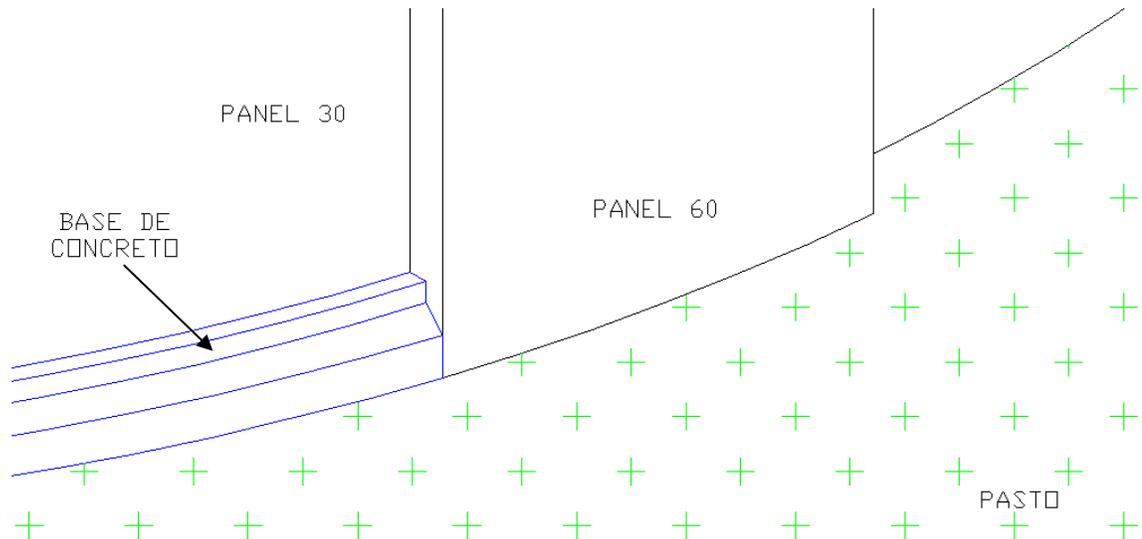


Figura 31. Base de concreto construida en los paneles de 30 centímetros de espesor.

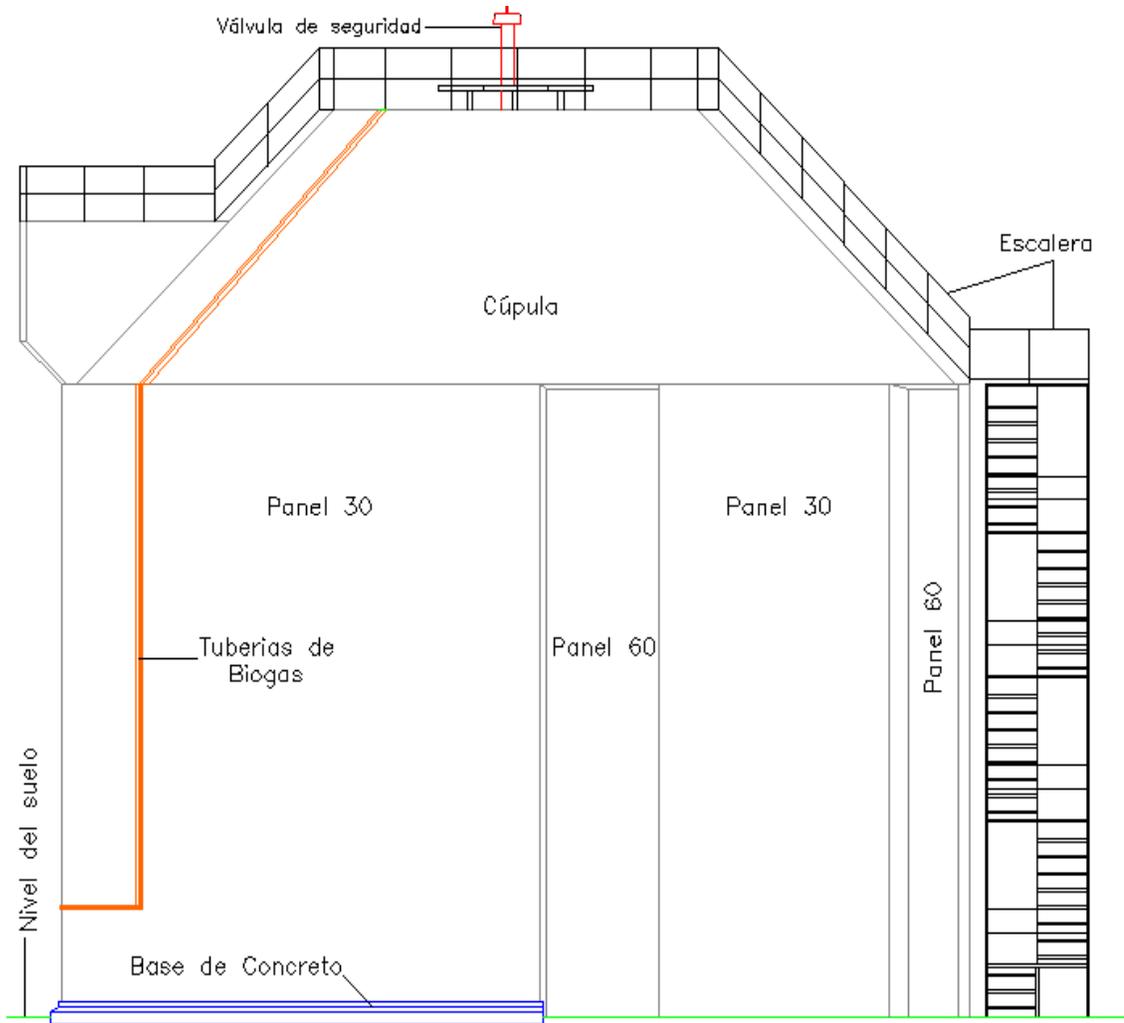


Figura 32. Vista principal del Digestor.

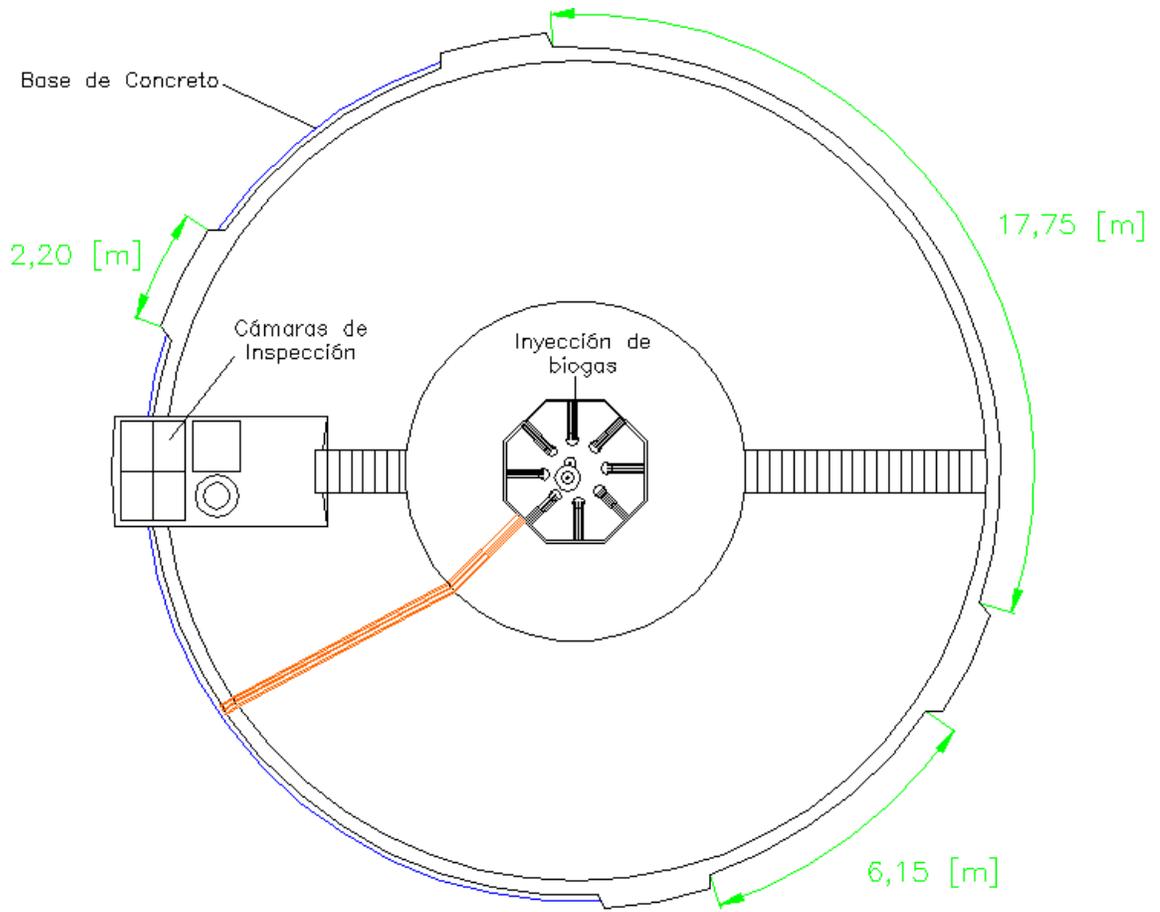


Figura 33. Vista superior del Digestor.

El detalle y geometría se muestra a continuación.

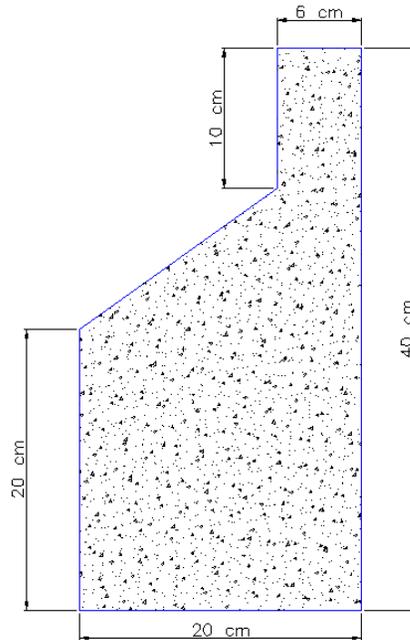


Figura 34. Corte de la base de concreto y sus dimensiones constructivas.

El ancho de 6 cm tiene la finalidad de soportar los verticales o llamados pie derecho en construcción, mientras que la altura de 10 cm corresponde al sobrante de las planchas (ver figura 39) y la zona inclinada es para la evacuación del agua lluvia.

Malla de Sujeción.

El enrejado que servirá de sujeción para la cubierta se construirá de madera de 2x2, ya que es un material con un factor de conductividad aceptable de $0,115 [W/m^{\circ}C]$ (valor para las maderas suaves, ver anexo 9). La madera será impregnada por lo que su vida útil es superior a los 40 años (información dada por proveedores de maderas impregnadas en ficha técnica de ARAUCO) y de acuerdo a las siguientes características.

IMPREGNADO

- Madera de pino radiata dimensionada e impregnada.
- Tratada con CCA (cobre-cromo-arsénico), retención 4 kg-ox/m³.
- Para uso en tabiquerías y envigados.

Certificada: cumple la norma chilena NCh819, Grupo 1.
Dimensiones según NCh2824. Unidades, dimensiones y tolerancias.

Usos: tabiquerías, cerchas, encintados, palillajes.

Impregnado			
Denominación	Esp. mm	Ancho mm	Largo m
1 x 4	23	99	3,21
1 x 5	23	123	3,21
1 x 6	23	150	3,21
2 x 2	48	48	3,21
2 x 3	48	73	3,21
2 x 4	48	99	3,21

Tabla 16. Madera impregnada y sus dimensiones.

La fijación de los verticales a la superficie del digestor se llevará a cabo de la siguiente forma:

La sujeción se realizará mediante pernos de anclaje con camisa 3/8×4". Cada vertical o pie derecho llevará 3 fijaciones, una en la mitad y en los extremos, como se puede ver en la figura 35.

A los verticales se les realizará un mecanizado cilíndrico de 2 cm aprox. de profundidad para aumentar la sujeción de los pernos de anclaje, a cada uno de estos se debe agregar una golilla de diámetro exterior apenas menor al diámetro del mecanizado cilíndrico con el fin de evitar la incrustación del perno en la madera al realizar el apriete. El detalle se puede ver en figura 36.

En el panel de 6,15 [m] se deberán fijar tres verticales a la base de concreto (Ver figura 37) distribuidos a los extremos y en el medio. En el panel de 17,75 [m] se fijarán 5 verticales distribuidos uniformemente. La fijación se podrá realizar con pernos de anclaje o mediante espárragos fijados a la zapata o base de concreto. El soporte estructural será un *ángulo de refuerzo A66 5 7/8×1 1/2* o similar.

Para el caso de las uniones de los verticales se utilizarán *Platos clavables TP 15 1×5"* o similar. Ver figura 38.

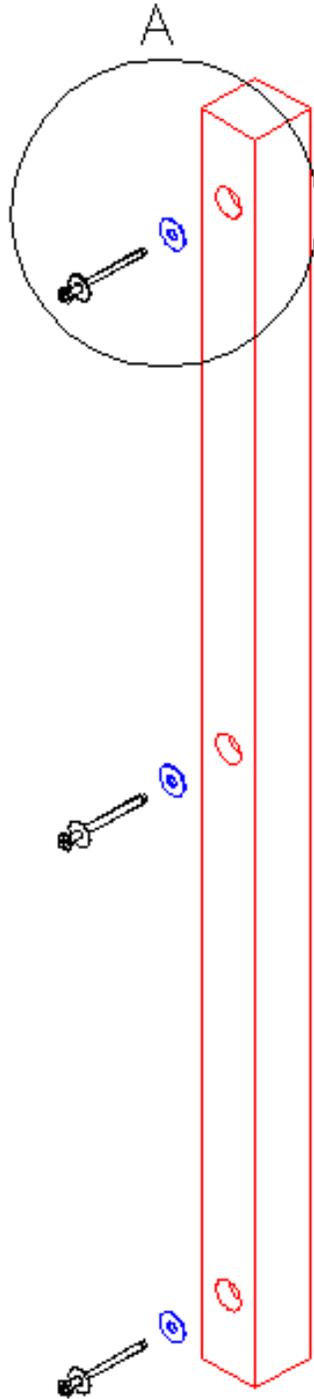


Figura 35. Perforaciones y fijaciones de cada vertical.

A(3:1)

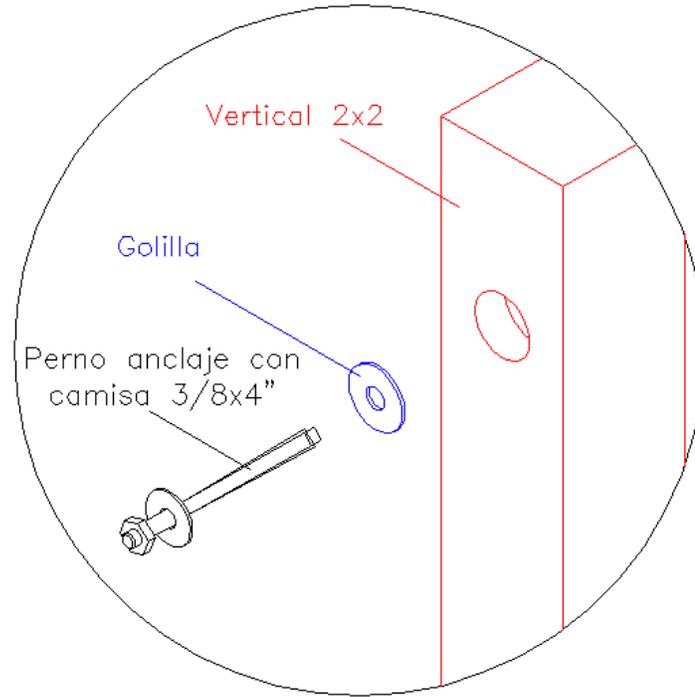


Figura 36. Detalle A.

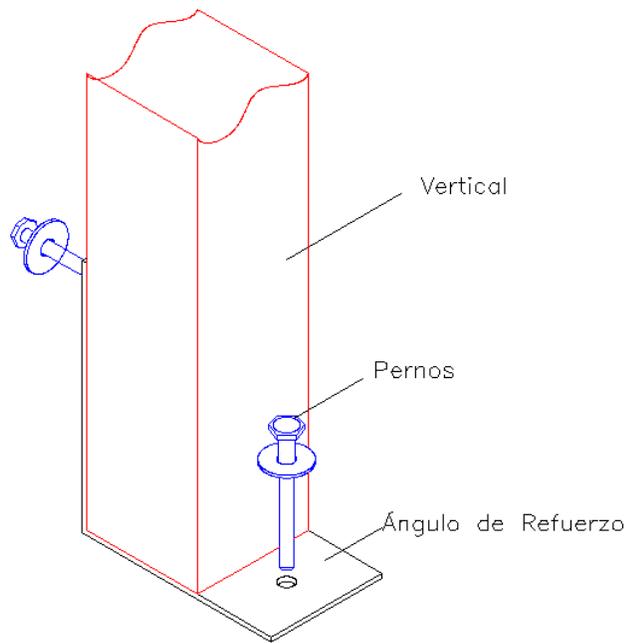


Figura 37. Sujeción de los verticales a la base de concreto.

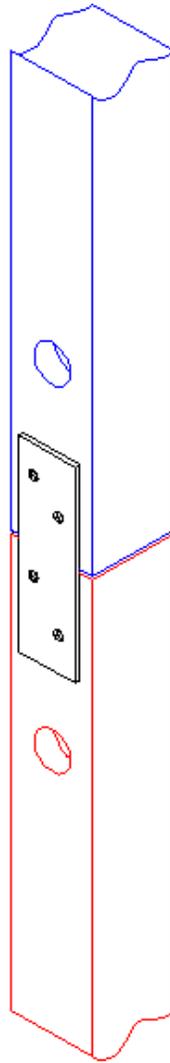


Figura 38. Representación de la fijación de los verticales.

La disposición y distancia de los verticales será de acuerdo a figura 39.

Otra opción sería utilizar perfiles de acero galvanizado, pero el inconveniente es el puente térmico que se formaría con la cubierta por lo que no es recomendable el uso de este material.

Cubierta del aislamiento.

El material elegido es el **zinc-aluminio liso**, ya que es un material económico que requiere una reducida estructura soportante. Es de larga vida útil, no absorbe humedad y permite una separación considerable de los verticales disminuyendo la cantidad de estos y por ende aumentando la superficie que se le aplicará aislante.

Las planchas se dispondrán con su largo horizontalmente en el digestor, como se muestra en la figura siguiente.

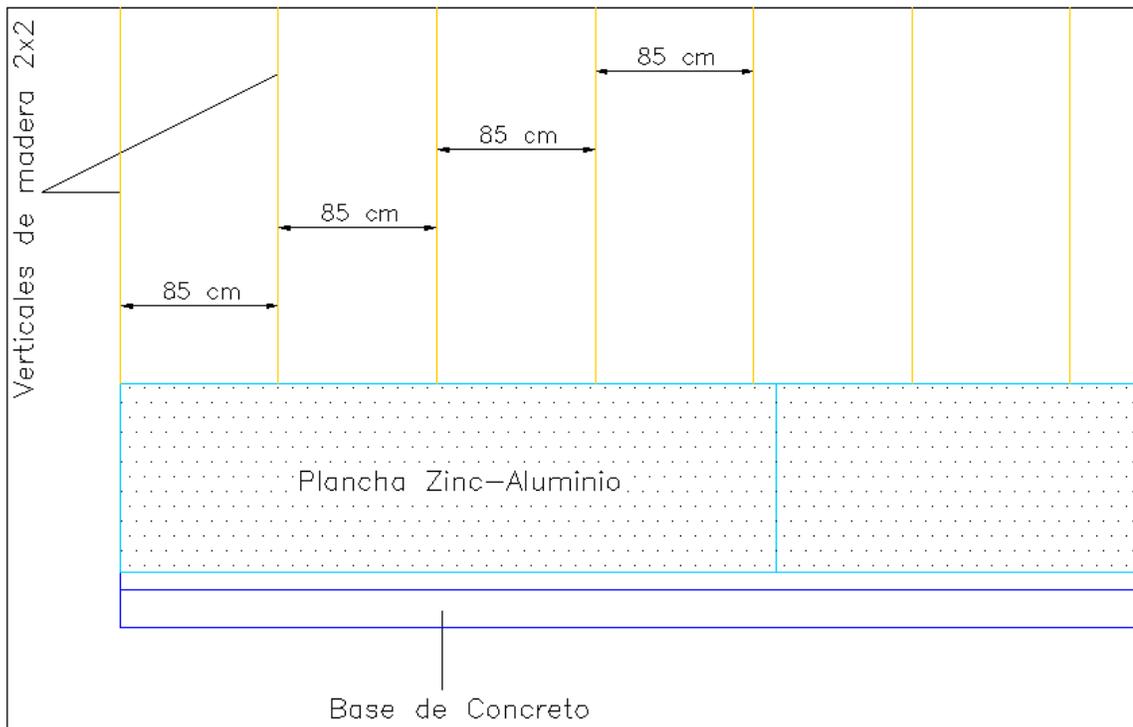


Figura 39. Disposición de las planchas y verticales.

Las obras se harán en el siguiente orden:

- Se construirán las bases de concreto para los paneles de 17,75 [m] y 6,15 [m], de acuerdo a las especificaciones antes descritas.
- Fijación de los verticales a la superficie.
- Aplicación de espuma rígida de poliuretano con su respectivo pintado, de acuerdo a lo estipulado en anexo 10.
- Se procede al recubrimiento con planchas de zinc con su respectivo pintado.

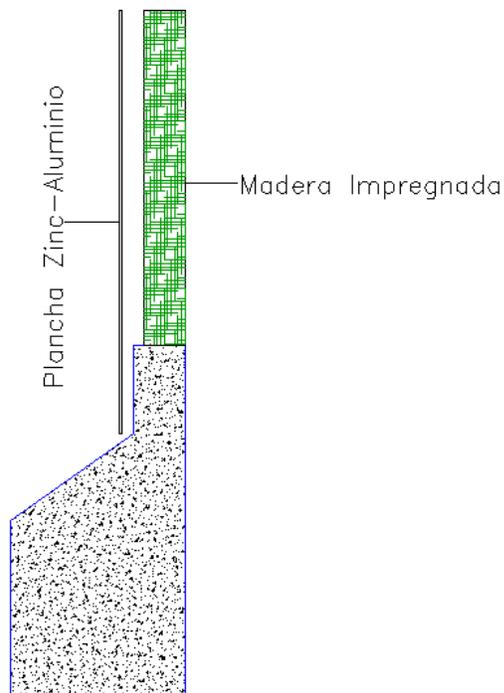


Figura 40. Corte que muestra la posición de las planchas y los verticales.

Nota: el diseño de la base y sistema de fijación se llevó a cabo con conocimientos básicos de construcción para dar una solución integral. Debido a esto se recomienda **consultar con profesional del área de construcción civil.**

Costos alternativa B.

A diferencia de la *alternativa A*, los trabajos necesarios adicionales para este caso, son los siguientes:

- **Base de hormigón.**

Para la base, los materiales, mano de obra (con sus respectivos implementos de seguridad para este tipo de trabajos y según normas vigentes) y transporte serán suministrados por empresa contratada y en base a lo estipulado en los puntos precedentes anteriormente descritos.

El costo de este ítem es de 3.213.000 [\$]. El detalle de la cotización se puede ver en anexo 13.

- **Malla de sujeción e Instalación de Cubierta.**

El costo de este ítem se muestra en la siguiente tabla:

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	SUBTOTAL
Madera 2x2	116	1.300	150.800
Perno anclaje	348	845	294.060
Ángulo de refuerzo A66 5 7/8 x 1 1/2	8	4.019	32.152
Plato clavable	108	610	65.880
Plancha	87	10.670	928.290

Tornillos autoperf.	1044	5.461 (caja 100 un.)	60.071
Transporte	40 (km)	951	38.040
Mano de obra	1	3.249.741	3.249.741
TOTAL			4.819.034

Tabla 17. Costos de la malla de sujeción y Cubierta.

Notas:

- Valores incluyen IVA.
- La cotización de la mano de obra se encuentra en anexo 13.
- El detalle y o cotizaciones de los materiales se encuentra en anexo 14.

Así, el costo de la segunda alternativa de aislamiento consta de los siguientes ítems:

- [1] Arriendo y transporte de andamios.
- [2] Limpieza del digestor.
- [3] Construcción de la base de hormigón.
- [4] Fijación de verticales.
- [5] Aplicación de la espuma rígida de poliuretano.
- [6] Instalación de cubierta con su respectivo pintado.

El costo total de la alternativa B se resume en la siguiente tabla:

DESCRIPCIÓN	SUBTOTAL
[1]	2.018.040
[2]	4.326.840
[3]	3.213.000
[4] y [6]	4.819.034
[5]	15.277.383
TOTAL	29.654.297

Tabla 18. Costo total Alternativa A.

Nota: Valores incluyen IVA.

Costos asociados al uso de petróleo en la caldera.

El rendimiento de la caldera es de $100 [l/h]$. Según registros el tiempo mínimo de funcionamiento (para recuperar la temperatura al interior del digestor) ha sido de 5 horas. El mayor consumo se registró en Mayo del año 2007 donde fue necesario el funcionamiento de la caldera $14,4 [h/dia]$ los primeros 6 días y luego $10 [h/dia]$ desde el día 18 al 21. Lo que conlleva a un consumo de $12.640 [litros]$ como se puede ver en la siguiente tabla.



BITACORA CONTROL CALDERA

Nº S/N

MARCA VULCANO SADECA
 MODELO EUROBLOC SUPER 400 N°SERIE 17980
 UBICACIÓN EDAR OSORNO

Mes: MAYO
 Año: 2007
 Localidad: Osorno

Día	Horas Inicio	Horas Término	Horas Día	Motivo Uso generador	Combustible				Nombre Responsable	Consumo lt.	
					Nº Guía Despacho / Fecha	Proveedor / RUT	Lts.	Valor Neto (\$)			
1	0	0	14,4						H. MARTINEZ	1440	
2	0	0	14,4						H. MARTINEZ	1440	
3	0	0	14,4						H. MARTINEZ	1440	
4	0	0	14,4						H. MARTINEZ	1440	
5	0	0	14,4						H. MARTINEZ	1440	
6	0	0	14,4						H. MARTINEZ	1440	
7	0	0	0				1240		H. MARTINEZ	0	
8	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
9	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
10	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
11	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
12	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
13	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
14	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
15	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
16	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
17	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
18	0	0	10				4000		H. MARTINEZ	1100	
19	0	0	10						H. MARTINEZ	1100	
20	0	0	10						H. MARTINEZ	1100	
21	0	0	10						H. MARTINEZ	1100	
22	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
23	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
24	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
25	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
26	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
27	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
28	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
29	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
30	0	0	0						H. MARTINEZ	0	
31										0	
Horas mes							Total	5.240,00	\$ 0		8640

Saldo anterior combustible Lts. 9.800,00
 Combustible usado Lt/mes 8640
 Saldo combustible Lts. 6.200,00

Nº Guía última carga 3505886 / 3506842
 Litros 78780780-1
 Proveedor / RUT 78780780-1

Rendimiento 100,00 Litro/Hrs aprox.

HECTOR MARTINEZ
 Nombre Encargado

 Firma Encargado

	Ultimo servicio realizado en el mes		Proximo servicio	
	Horas	Fecha	Horas	Fecha
Cambio aceite				
Cambio filtro				
Engrase				
Manten. Preventiva				

Lo que primero se cumpla

Tabla 19. Consumo diesel de caldera Mayo 2007.

Notas:

- La información que entrega el sistema de la empresa muestra un consumo de 8.640 [litros], pero existe un error en la planilla porque no se toman los últimos días de funcionamiento.
- Otras tablas de consumos de pueden ver en anexo 15.

Los meses críticos históricamente han sido Mayo, Junio, Julio e inclusive Agosto, donde las bajas temperaturas y condiciones medioambientales hacen disminuir hasta valores riesgosos la temperatura de la masa biológica al interior del digestor.

Aunque en los últimos dos años no ha sido significativo el uso de la caldera con diesel, cabe recordar que es de vital importancia que la temperatura no disminuya de ciertos rangos para la efectiva destrucción de los agentes patógenos, además de la merma en la obtención de metano.

Así, a modo de resumen el costo del año 2007 en petróleo para la planta, sin considerar el transporte y almacenamiento de este, es el siguiente:

Mes	Horas funcionamiento	Rendimiento	Consumo [litros]	Costo [Pesos]
Mayo	126,4	100	12.640	6.534.880
Junio	35	100	3.500	1.809.500
Julio	26	100	2.600	1.344.200
		Total	18.740	9.688.580

Tabla 20. Resumen del Consumo de diesel del año 2007.

Nota: costo del diesel 517 [\$/l] tomado con fecha 12/04/2009.

6.2 Resumen de Costos.

Costos de Inversión:

- *Alternativa A:* **21.622.263**
- *Alternativa B:* **29.654.297**

Costos asociados al uso de petróleo en la caldera: **\$ 9.688.580**

6.3 Comparación económica de inversión y operación.

- Haciendo un simple análisis y comparando la inversión del resumen de costos se puede observar que la alternativa B es un 37% más costosa que la alternativa A.
- El gasto que produjo el uso de la caldera con diesel el año 2007 corresponde a un 44% del total de la inversión de la alternativa A, y a un 33% de la alternativa B.
- El costo operacional de 9.688.580 [\$] (referido al costo de operar la caldera con diesel) corresponde a solo 7,81 días de funcionamiento continuo, lo que implica un gasto de 1.240.535 [\$/dia].

CONCLUSIONES.

1. En base a cálculos analíticos y mediciones en terreno se determinó que la pérdida total de energía del digestor es de 391 [KW] a una temperatura ambiente de 0,9°C y con una velocidad media del viento moderada entre 30 y 40 km/hora. Con estas condiciones la temperatura superficial del digestor arrojada fue en promedio de 10,7°C.
2. Desde el punto de vista del diseño y las características constructivas del digestor se puede concluir que el material aislante idóneo es la espuma rígida de poliuretano, dadas sus características de densidad, conductividad térmica, aplicación y costo.
3. El costo de la alternativa A es de 21.622.263 (pesos) y la segunda alternativa tiene un costo de 29.654.297 (pesos)
4. Desde el punto de vista de costos, la alternativa A se considera como la opción ideal, ya que es una inversión realista y dentro del presupuesto proyectado por parte de la empresa. Por otra parte, si se considera que el costo diario del uso de la caldera con diesel es alrededor de \$1.240.535 y el de inversión de la alternativa A proyectado a sólo 20 años es de \$3.014 diarios, es indiscutible que realizar la inversión es la mejor opción.
5. Desde el punto de vista biológico, la camisa de aislamiento involucra una mejora sustancial ya que se lograría mantener la temperatura dentro del rango necesario para la efectiva destrucción de agentes patógenos. Además en el supuesto de una posible avería de la caldera o intercambiador de calor fuera del plan de mantenimiento preventivo, el digestor lograría mantener la temperatura dentro del rango necesario por varios días pudiendo así resguardar el proceso biológico.

6. A pesar que en los últimos años no ha sido necesaria la inyección de diesel en la caldera, la temperatura interior del digestor, en ocasiones opera cercano o bajo los 30°C lo que involucra una merma en el rendimiento de producción de biogás, y aún más importante no se logra una efectiva destrucción de virus, bacterias, hongos y parásitos que pudiesen ser perjudiciales para la salud humana. Por otra parte aumenta el tiempo de retención hidráulico lo que obliga a una mayor recirculación de lodo, y una disminución de lodo digerido.
7. La temperatura y la producción de biogás son directamente proporcionales, además la temperatura es un factor predominante en la producción de biogás (metano), por lo tanto al operar el digestor a baja temperatura implica una merma en la producción de biogás.
8. Finalmente se puede concluir que, al disminuir la implicancia medio ambiental en el funcionamiento del digestor y así, de esta manera, obtener una producción regular de biogás, se puede realizar un estudio de factibilidad técnica para la construcción y/o instalación de una secadora de lodos.

BIBLIOGRAFÍA.

- [1] Barnett, A., Pyle L., Subramanian, S.K. IDRC. Biogas technology in the third World. Primera edición, 1978.
- [2] Cengel Yunus, Transferencia de calor y masa. *Un enfoque práctico*. Tercera edición, Editorial Mc Graw Hill, 2007.
- [3] Hilbert J, Manual para la producción de Biogás, I.N.T.A. Castelar. 2003. <http://ar.geocities.com/ingarielalejandrogomez/manualbiogas.pdf>, (consultado el 12 de Noviembre del 2008)
- [4] Frank Kreith, mark S. Bohn, Principios de transferencia de calor, sexta edición, Editorial Mc Graw Hill, 2001.
- [5] Moreno R., Devlieger F., Inzunza L. Finite Difference Simulation for heat conduction applied to heating veneer logs. (Parte de Numerical Methods in Engineering and Applied Sciences) CIMNE Barcelona 1992.
- [6] Nacional Academy of sciences; Methane generation from human, animal, and agricultural wastes; Washington D.C. 1977.
- [7] Organización de las naciones unidas para la agricultura y la alimentación, Reciclaje de materias orgánicas y biogás. 1986.