



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA**

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA

**Análisis Exérgico y Económico de
Tecnologías para el Aprovechamiento
Energético de Biogas, Producido en
Plantas de Tratamiento de Aguas
Residuales**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE

**MAESTRO EN INGENIERÍA
E N E R G Í A**

P R E S E N T A :

ULISES LÓPEZ ARCE



DIRECTOR DE TESIS

DR. FABIO L. MANZINI POLI

2011



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

PRESIDENTE: DR. JAIME CERVANTES DE GORTARI.

SECRETARIO: DR. FABIO L. MANZINI POLI.

VOCAL: DR. WILFRIDO F. RIVERA GÓMEZ.

1^{er} SUPLENTE: DR. JORGE M. ISLAS SAMPERIO.

2^{do} SUPLENTE: DR. RUBÉN J. DORANTES RODRÍGUEZ.

Lugar donde se realizó la tesis:

Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM).

TUTOR DE TESIS

DR. FABIO L. MANZINI POLI

A mis Padres y Hermanas:

Alejandro López Delgado

Guadalupe Arce Aguilar

Natali López Arce

Alexia Marian López Arce

Quiero dedicar este trabajo a ustedes, que siempre han sido mi motivación, ejemplo a seguir, y que sin dudarlos me han dado su apoyo en cada uno de los proyectos que me he propuesto.

Siempre los llevo en mi mente

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por darme paciencia para finalizar este trabajo.

Al Dr. Fabio Manzini Poli, por su tiempo y orientación dedicados a dirigir este trabajo, y por permitirme la libertad de investigación.

A mi Comité Tutoral, quien tuvo la total disponibilidad para la revisión de este trabajo y que con sus comentarios permitieron enriquecer mi visión de investigación.

Al Dr. Ricardo Rivero Rodríguez†, por haber transmitido un poco de sus conocimientos, en su último curso de: “Uso eficiente de la energía-exergia”.

Al CONACYT, por haberme otorgado el financiamiento mediante el cual me fue posible realizar los estudios de maestría.

A la UNAM, por ser una institución dedicada a la formación de profesionistas comprometidos con la sociedad.

Al personal de la Planta de Tratamiento de Aguas Residuales, del OOMSAPAS La Paz, por permitirme acceder a información de proceso y por toda la orientación brindada.

A la Lic. María de Jesús Pérez Orozco, por su apoyo en la cotización de equipos de utilización de biogas y en la obtención de datos económicos usados en el capítulo 4.

A la Mtra. Margarita Cisneros y a su equipo de colaboradores del Laboratorio de Bioprocesos del Instituto de Ingeniería de la UNAM, por su ayuda en la determinación del porcentaje de metano en las muestras de biogas del caso de estudio.

A la Asociación de Estudiantes Sudcalifornianos en México, por permitirme la estancia en sus instalaciones durante el tiempo de mi formación profesional y parte de los estudios de maestría.

A mi novia y amigos del CIE-UNAM, con los cuales compartí horas de estudio, diversión, viajes, deporte, y sobre todo una amistad sincera.

Y a todas aquellas personas, que directa o indirectamente estuvieron involucrados para la concepción final de este trabajo.

INDICE

1. INTRODUCCIÓN.....	1
Hipótesis	1
Objetivo	1
El concepto de Exergia	1
Desarrollo.....	3
Referencias Bibliográficas.....	5
2. METODOLOGÍA DE ANÁLISIS.	6
2.1 La exergia y su metodología.....	6
2.1.1 Formas de la exergia.....	6
2.1.2 Análisis de exergia por el método de bloques.....	13
2.2 Metodología de análisis económico.....	17
2.2.1 Valor del dinero a través del tiempo.....	17
2.2.2 Factores de interés compuesto.....	19
2.2.3 Métodos de evaluación económica.....	21
2.3. Cálculo de las emisiones de CO₂e (<i>dióxido de carbono equivalente</i>) y su posible inscripción como proyecto MDL.....	27
2.3.1 Factor de emisión del sector eléctrico nacional.....	28
2.3.2 Mecanismo de desarrollo limpio.....	29
Referencias Bibliográficas.....	32
3. MODIFICACIÓN DE TECNOLOGÍAS PARA EL USO DE BIOGAS.	33
3.1 Tecnologías de aprovechamiento de biogas.....	33
3.1.1 Iluminación, cocción de alimentos y calentamiento.....	33
3.1.2 Máquinas de Combustión Interna.....	35
3.1.3 Turbinas de Gas.....	41
3.1.4 Sistemas de Cogeneración.....	44
3.2 Modificación de las Tecnologías existentes.....	47
3.2.1 Modificación de quemadores.....	47
3.2.2 Modificación de motores de combustión interna.....	49
3.2.3 Diferencias tecnológicas de las microturbinas con las turbinas de gas.....	53
4. DESCRIPCIÓN DEL CASO DE ESTUDIO.	57
4.1 Línea de aguas	58

INDICE

4.1.1 Descripción de los equipos.....	59
4.2 Línea de lodos	62
4.2.1 Descripción de los equipos.....	62
4.3 Línea de manejo de gas.....	65
4.4 Consumo energético de la planta de tratamiento de aguas.....	65
4.4.1 Consumo de energía eléctrica total	66
4.4.2 Consumo de energía eléctrica por equipos en la línea de aguas y línea de lodos.	66
4.4.3 Consumo de energía térmica.....	68
4.5 Caracterización del biogas generado y producción teórica.	73
Referencias bibliográficas.	82
Capítulo 5. ANÁLISIS DE RESULTADOS Y DISCUSIÓN.	83
5.1 Microturbina para la producción de electricidad.	83
5.1.1 Análisis exérgico.	83
5.1.2 Análisis económico.	87
5.1.3 Análisis de emisiones evitadas.....	91
5.2 Microturbina para la producción de energía eléctrica y energía térmica (cogeneración).	93
5.2.1 Análisis exérgico.	93
5.2.2 Análisis económico.	95
5.2.3 Análisis de emisiones evitadas.....	97
5.3 Comparación de la microturbina para la producción de electricidad y la microturbina en la modalidad de cogeneración.	99
Referencias bibliográficas.	102
Capítulo 6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	103
APÉNDICE I	105
Cálculo del área de intercambio de calor en los digestores anaerobios.....	105
Descripción del proceso de muestreo y conservación de muestras.	105
Valores de sólidos suspendidos totales, fijos, volátiles y caudales a la entrada y salida del tanque digestor analizado, para el cálculo de la producción de biogas.....	107
APÉNDICE II	117
Balances de exergia por equipos en la microturbina para generación de electricidad y en la modalidad cogeneración.	117
Balance de exergia para el sistema de generación de electricidad.....	121

INDICE

Balance de exergia para el sistema de cogeneración.....	122
---	-----

INDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Determinación de la exergia física para una corriente de un fluido homogéneo simple cuando $P1 > P0$ y $T1 > T0$	9
Figura 2.2. Dispositivo ideal para la determinación de la exergia química de una mezcla de gases ideales.....	12
Figura 2.3. Formas de exergia y su clasificación.	13
Figura 2.4. Método de bloques para el análisis de exergia.	14
Figura 2.5. Eficiencia y eficacia para una corriente en un sistema de bombeo.....	16
Figura 2.6. Cambio del valor del dinero cuando se mantiene una tasa de interés constante en un tiempo determinado.....	18
Figura 2.7. Flujograma para la formulación e implementación de proyectos MDL.....	30
Figura 3.1 Lámparas de biogas, tipo flama abierta y tipo manto incandescente.	34
Figura 3.2 a) Quemador atmosférico, 9 b) Tipos de sopladores y 9 c) Quemador de tiro forzado.....	34
Figura 3.3. Diagramas: a) P-v y b) T-s para un ciclo Otto de aire estándar.	35
Figura 3.4 Descripción de los ciclos desarrollados por el motor de cuatro tiempos.	38
Figura 3.5. Diagrama P-v de un ciclo Otto real.....	38
Figura 3.6. Diagramas P-V y T-s de un ciclo Diesel de aire estándar.	40
Figura 3.7. Diagramas P-V y T-s de un ciclo Brayton.	42
Figura 3.8. Eficiencia (rendimiento térmico) frente a la relación de presiones de un ciclo Brayton de aire estándar.....	43
Figura 3.9. Componentes de una microturbina Capstone de 65 kWe	44
Figura 3.10. Cogeneración en un ciclo Brayton, al acoplar un refrigerador por absorción.....	45
Figura 3.11 Modificación de un carburador a gasolina, para funcionar con biogás como combustible.....	51
Figura 4.1. Localización aérea de la ciudad de La Paz, y la Planta de Tratamiento de Aguas Residuales.	58
Figura 4.2. Distribución de los equipos de proceso de la línea de agua del caso de estudio.....	59
Figura 4.3. Características del sedimentador primario del caso de estudio	60
Figura 4.4. Tanques reactores y equipos de suministro de aire del caso de estudio.....	60
Figura 4.5 Tanques de sedimentación secundaria del caso de estudio.	61
Figura 4.6. Caseta de cloración y Cámara de contacto de cloro del caso de estudio.....	62
Figura 4.7. Distribución de los equipos de proceso de la línea de lodos del caso de estudio....	63
Figura 4.8 . Sistema de espesamiento de lodos del caso de estudio.	63
Figura 4.9. Características del digestor de tapa fija 1 y 2 del caso de estudio.....	64
Figura 4.10. Equipos de filtración de lodos del caso de estudio.	65
Figura 4.11. Material expuesto a dos fluidos de diferentes temperaturas	69
Figura 4.12. Requerimientos mensuales de energía térmica en kW para la P.T.A.R. de la ciudad de La Paz BCS.	72
Figura 4.13. Comparación del calor teórico Vs calor real de la digestión.....	73

INDICE DE FIGURAS

Figura 4.14. Cálculo del coeficiente de correlación para el calor requerido a la temperatura promedio de la digestión y el calor desprendido por la quema de Diesel.....	73
Figura 4.15. Contenido de Metano de las muestras de biogas analizadas de la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.	74
Figura 4.16. Producción teórica de metano para el mes de julio de 2008 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.	75
Figura 4.17 Producción teórica de metano para el mes de agosto de 2008 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.	76
Figura 4.18. Producción teórica de metano para el mes de junio de 2009 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.	76
Figura 4.19. Producción teórica de metano para el mes de julio de 2009 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.	77
Figura 4.20. Producción teórica de metano para el mes de agosto de 2009 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.	77
Figura 4.21. Producción teórica de metano para el mes de septiembre de 2009 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.....	77
Figura 4.22. Producción teórica de metano para el mes de octubre de 2009 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.	78
Figura 4.23 Producción teórica de metano para el mes de noviembre de 2009 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.....	78
Figura 4.24. Producción teórica de metano para el mes de diciembre de 2009 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.....	78
Figura 4.25. Producción teórica de metano para el mes de enero de 2010 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.	79
Figura 5.1 Exergias físicas y químicas a la entrada y salida de cada componente de la microturbina.	85
Figura 5.2. Parámetros de comportamiento termodinámico para cada uno de los componentes de la microturbina.....	86
Figura 5.3. Parámetros de comportamiento termodinámico para cada uno de los componentes de la microturbina.....	87
Figura 5.4. Resultados obtenidos para la microturbina en la producción de energía eléctrica.	89
Figura 5.5. Comparación del costo para la tecnología analizada Vs tecnologías de generación distribuida, contemplando únicamente el concepto de inversión.....	90
Figura 5.6. Comparación del costo para la tecnología analizada Vs tecnologías de generación distribuida, contemplando los conceptos de inversión y combustible.....	90
Figura 5.7. Emisiones actuales y emisiones evitadas en toneladas de CO₂equivalente , cuando se usa la microturbina.	92
Figura 5.8. Balance de calor del recuperador de calor.	93
Figura 5.9. Parámetros de comportamiento termodinámico para el 2do. recuperador de calor de la Microturbina.	94
Figura 5.10. Parámetros de comportamiento termodinámico para el 2do. recuperador de calor de la Microturbina.	95

INDICE DE FIGURAS

Figura 5.11. Resultados obtenidos para la microturbina en la modalidad de cogeneración. ...	96
Figura 5.12. Emisiones actuales y emisiones evitadas en toneladas de CO₂equivalente , cuando se usa la microturbina en la modalidad de cogeneración.	98
Figura 5.13. Comparación de los parámetros de comportamiento termodinámico de la microturbina en sus dos modalidades.....	99
Figura 5.14. Comparación de los parámetros de comportamiento termodinámico de la microturbina en sus dos modalidades.....	100
Figura 5.15. Emisiones de CO₂ equivalente evitadas por el uso de cada tecnología.	101

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Desarrollo histórico del concepto de exergia.....	2
Tabla 2.1. Cálculo del saldo futuro sobre una deuda cuando se aplica el interés simple.	19
Tabla 2.2. Cálculo del saldo futuro sobre una deuda cuando se aplica el interés compuesto.	19
Tabla 2.3. Requerimientos necesarios para llevar a cabo los estudios de nivel 1 a 3, para la estimación de emisiones procedentes de la combustión estacionaria.	27
Tabla 3.1. Criterios convencionales para la evaluación de sistemas termodinámicos en equipos representativos de cogeneración.	46
Tabla 3.2. Multiplicador para la conversión del diámetro de orificio en quemadores.	48
Tabla 3.3 Resultados en el consumo de Diesel para un motor por compresión de 5 bhp de un solo cilindro, cuando es acondicionado para funcionar con dos combustibles (biogas y diesel) y cuando permanece sin modificar.	53
Tabla 3.4. Comparación de características entre las 3 categorías de turbinas de gas.	53
Tabla 4.1. Consumo de energía eléctrica en la P.T.A.R. de la Ciudad de La Paz B.C.S.	66
Tabla 4.2. Consumo de electricidad de la línea de aguas.	67
Tabla 4.3. Consumo de electricidad de la línea de lodos.	67
Tabla 4.4. Requerimientos de calor para llevar a cabo la digestión en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S, sin considerar pérdidas de calor.	70
Tabla 4.5. Pérdidas de calor en el tanque de digestión.	71
Tabla 4.6. Producción mínima, máxima y promediode metano mensual del caso de estudio ..	80
Tabla 5.1. Temperatura, presión y flujos de entrada a cada componente de la microturbina de gas.	84
Tabla 5.2. Exergias físicas y químicas en la microturbina.	84
Tabla 5.3. Parámetros de comportamiento termodinámico de la microturbina.	85
Tabla 5.4. Cotización de la microturbina de gas de 30kW eléctricos que funciona con biogas.	87
Tabla 5.5. Valores requeridos para realizar la evaluación económica del proyecto.	88
Tabla 5.6. Resultados del análisis económico, a dólares del 2007.	89
Tabla 5.7. Costo unitario de la microturbina por concepto de inversión y de combustible.	91
Tabla 5.8. Consumo de energía eléctrica en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S. para los meses de junio de 2008 a mayo de 2009.	91
Tabla 5.9. Factores de emisión de electricidad promedio calculados por GEI México.	92
Tabla 5.10. Exergias físicas y químicas en el recuperador de la microturbina.	94
Tabla 5.11. Resultados del análisis económico a dólares del 2007.	96
Tabla 5.12. Factores de emisión de gases de efecto invernadero por tipo de combustible	97
Tabla 5.13. Potenciales de calentamiento global a 100 años de los Gases de Efecto Invernadero de Larga Duración.	98
Tabla 5.14 Emisiones evitadas de CO2 equivalente en Ton/año por la utilización de la microturbina.	98
Tabla 5.15. Comparación de los resultados económicos para la microturbina en sus dos modalidades.	100

1. INTRODUCCIÓN.

La ciudad de La Paz, Baja California Sur cuenta con una planta tratadora de aguas residuales de origen municipal, en la cual, derivado de la estabilización de lodos por métodos anaerobios se produce un combustible que pudiera tener características de ser utilizado en tecnologías de aprovechamiento energético, sin embargo, tanto la cantidad como calidad de este biocombustible son desconocidas en dicha planta. Por tanto, se vuelve necesario conocer las características del biocombustible y evaluar el desempeño energético que tendría de ser utilizado en diferentes tecnologías o configuraciones tecnológicas, evaluar la factibilidad económica de su uso y medir el beneficio ambiental por la sustitución de combustibles fósiles.

Hipótesis

Es posible determinar la factibilidad de utilización de biogas, para generación de energía cuando se utilizan parámetros energéticos, económicos y ambientales. Mediante estos “indicadores” es posible comparar tecnologías o configuraciones tecnológicas y elegir una opción descartando diferentes posibilidades.

El análisis de exergía es una herramienta que sirve no solo para detectar los puntos críticos de los sistemas, si no, para discernir entre el uso de una u otra tecnología. Si además es acompañada de análisis de evaluación de proyectos y ambientales se convierte en una herramienta para los tomadores de decisiones.

Objetivo

Determinar la mejor opción energética, económica y ambiental de tecnologías que pueden ser utilizadas para el aprovechamiento de biogas proveniente del tratamiento de aguas residuales de origen municipal, utilizando para ello el análisis de exergía mediante el uso del método de bloques, metodologías de evaluación económica de proyectos y la cuantificación de la disminución de emisiones de gases efecto invernadero por el uso de estas tecnologías.

El concepto de Exergía

El desarrollo histórico del concepto de exergía inicia naturalmente con el establecimiento de la segunda Ley de la Termodinámica, debido al trabajo de dos grandes científicos: Nicolás Léonard Sadi Carnot en 1824 y Josiah Willard Gibbs en 1875. Los trabajos de Julius Robert Mayer, James Prescott Joule, Rudolf Julius Emanuel Clausius, William Thomson (Lord Kelvin) y James Clerk Maxwell también son fundamentales en el desarrollo de esta ciencia (*Termodinámica*¹) y relacionan los conceptos entre 1843 y 1885.

No fue hasta 1889 que el Francés George Gouy propuso el nombre de “Energie utilisable” (Energía utilisable) como una nueva función termodinámica para generalizar el hecho

¹ Termodinámica: Del griego *therme*=calor y *dynamis*= fuerza.

conocido de que solamente una fracción de la energía térmica puede ser convertida en energía mecánica. En 1898, el Alemán A. Stodola usó el término “freietechnischeEnergie” para el mismo concepto, siendo los trabajos equivalentes, el primero en sistemas cerrados y el segundo sistemas abiertos. La mayor contribución de estos dos científicos en el concepto de exergia es conocida ahora como el teorema de Gouy-Stodola, el cual dice que las pérdidas irreversibles de exergia en un proceso es igual al producto de la temperatura del medio ambiente y el cambio de entropía [1].

Entre 1925 y 1932 los norteamericanos William De Baufgre y Joseph Keenan, y los franceses G. Darrieus, G. Lerbergue y P. Glansdorf utilizan el término “available energy” (energía disponible) [2].

En 1935, en su libro de termodinámica el Croata F. Bosnjakovic, propone la aplicación práctica del concepto de exergia y en el que maneja a ésta como la "TechnischeArbeitsfähigkeit" (Capacidad de trabajo técnico) [3].

Otros trabajos importantes en los cuarenta del siglo pasado son los hechos por Thring, y Tolman & Fine, pero es principalmente en los principios de los años cincuenta que la aplicación del concepto de exergia fue formalizado por sistemas de ingeniería química en los trabajos de Keller, Keenan, Grassman, Schmidt, Gibert, Denbigh, Szargut, y finalmente, Rant, quien en 1956 estableció la palabra “exergie” o en español exergia (ex= fuera, erg= trabajo), es decir, el trabajo que puede ser extraído, fundamentando su estructura con base a su significado etimológico.

Tabla 1.1. Adaptada de Rivero R. [1]. Desarrollo histórico del concepto de exergia.

Año	Autor	Terminología utilizada	Traducción al español
1824	Carnot	Puissancemotrice du feu	Potencia motriz del fuego
1843	Mayer		
1848	Joule		
1850	Clausius		
1872	Thomson (Kelvin)	Motivity	
1873	Gibbs	Available energy of the body and medium	Energía disponible del cuerpo y el medio
1885	Maxwell		
1889	Gouy	Énergieutilisable	Energía utilizable
1898	Stodola	Freietechnischeenergie	Energía técnica libre
1906	Jouguet		
1923	Lewis/Randall		
1925	DeBaufre	Availableenergy	Energía disponible
1930	Darrieus		
1932	Lerberghe/Glansdorf		
1932	Keenan		
1935	Bosnjakovic	TechnischeArbeitsfähigkeit	Capacidad de trabajo técnico
1944	Thring	Virtue of energy	Virtud de la energía
1948	Tolman/Fine		
1950	Keller		

Año	Autor	Terminología utilizada	Traducción al español
1951	Grassmann		
1953	Schmidt	Technischcemaximumarbeit	Trabajo técnico máximo
1955	Gibert	Energie non Degradée en Chaleur	Energía no degradada en calor
1956	Denbigh		
1956	Szargut		
1956	Grigull	Ekthalpie	Ectalpia ²
1956	Rant	Exergie	Exergia

Desarrollo

Esta tesis se realizó en 5 capítulos, en los cuales se describen las metodologías de análisis, la descripción del caso de estudio, las tecnologías de aprovechamiento de biogas, evaluación de resultados y finalmente las conclusiones de los estudios realizados. De manera general el desarrollo de estos capítulos se detallan a continuación:

El capítulo 2 **“Metodología de análisis”** describe las diferentes formas de exergia, sus conceptos básicos así como el análisis de exergia mediante el método de bloques, en el cual se utilizan una serie de “parámetros de comportamiento termodinámico” mediante los cuales se vuelve posible comparar diferentes sistemas. Para poder entender y describir los métodos de evaluación económica, se describen los principios fundamentales de lo que se conoce en evaluación de proyectos como: *el valor del dinero a través del tiempo*. Finalmente se describen las metodologías que ha desarrollado el panel intergubernamental de cambio climático para el cálculo de las emisiones de CO_{2eq} , el cálculo del factor de emisión del Sistema Eléctrico Nacional y cómo el desarrollo de un proyecto de aprovechamiento de biogas en plantas de tratamiento de aguas residuales, puede encajar como un proyecto de mecanismo de desarrollo limpio.

En el capítulo 3 **“Modificación de tecnologías para el uso de biogas”** se describen diferentes tecnologías existentes que deben ser modificadas para disminuir los problemas técnicos que pueden presentarse por el uso de biogas, además de la variación en parámetros de comportamiento que debe cuidarse por el uso de este combustible, sin dejar el detalle del fundamento termodinámico de estos sistemas (máquina de combustión interna, turbina de gas y sistemas de cogeneración).

El capítulo 4 **“Descripción del caso de estudio”** tiene como finalidad principal mostrar las características y cantidad del biogas generado en la planta de tratamiento de aguas residuales de origen municipal de la Ciudad de La Paz B.C.S., para determinar si puede ser aprovechado este biocombustible en alguna tecnología que se encuentre existente en el mercado. Partiendo de la descripción del proceso de tratamiento de aguas residuales, en el cual el biogas es

²Ectalpia = rendimiento calórico.

generado y del detalle de consumos energéticos de la planta, divididos en térmicos y eléctricos.

En el capítulo 5 “**Análisis de Resultados y Discusión**” se muestran y discuten los resultados a los análisis exérgico, económico y de emisiones de CO_{2eq} evitadas, cuando el biogas producido en el caso de estudio es utilizado en una microturbina de 30kWe para la generación de energía eléctrica y la misma microturbina en la modalidad de cogeneración. Mediante la comparación de los valores en los parámetros obtenidos, es posible determinar la mejor tecnología para el caso analizado.

Finalmente en el capítulo 6, “**Conclusiones y Recomendaciones**”, se concluye sobre la factibilidad del uso del biogas en las configuraciones analizadas y la que presenta un mejor comportamiento termodinámico, económico y de emisiones evitadas. Además se presentan una serie de recomendaciones al caso de estudio analizado

Referencias Bibliográficas.

- [1] Rivero, R., Anaya, A., "Exergy analysis of industrial processes. Energy-Economy-Ecology", Latin American Applied Research, 1997, pp. 191-205.

- [2] DeBaufre, W. L., Analysis of power-plant performance based on the second law thermodynamics, Mechanical Engineering, Vol. 47, N° 5, May 1925, pp. 426-428.

- [3] Fratzscher, W., Fran Bosnjakovic and the School of Engineering Thermodynamics in Dresden, Proceedings of the International Conference ECOS' 2002, Berlin, Germany, 2002, pp 1-6.

2. METODOLOGÍA DE ANÁLISIS.

Para analizar las diferentes opciones energéticas y determinar si una es mejor sobre otra, es necesario, plantear los parámetros que serán indicativos de una mayor o menor factibilidad entre las tecnologías energéticas.

Para el caso de estudio se decidió, que los parámetros indicativos fueran:

- Un estudio energético basado en la segunda Ley de la termodinámica (análisis de exergía),
- un estudio económico para determinar la viabilidad de los proyectos, y finalmente
- las toneladas de CO_2 evitadas anualmente por el uso de las tecnologías propuestas..

Por tanto, en el presente capítulo se dará una explicación de cada estudio que fue aplicado para la realización del presente trabajo.

2.1 La exergía y su metodología.

Es bien sabido que la energía se manifiesta por sí misma en muchas formas, y cada una con sus propias características y *calidad*³.

La calidad de una forma dada de energía depende en su modo de almacenamiento. Esta puede ser ordenada o desordenada en la cual existen varios grados de aleatoriedad.

1. La energía *ordenada*, se clasifica en dos tipos: energía potencial y energía cinética organizada.
2. La energía *desordenada*, corresponde a la energía interna de la materia, radiación térmica y la energía química [1].

En un proceso ordenado, todas las moléculas portadoras de entalpía total o las partículas cargadas en el caso de la electricidad, se desplazan de manera coherente sin sufrir transformaciones. En el caso de un proceso desordenado, todas las moléculas se desplazan en trayectorias incoherentes (movimiento browniano) y pueden sufrir transformaciones.

2.1.1 Formas de la exergía.

El concepto de exergía relaciona la energía total y la energía no disponible o que se pierde en un sistema al llevarlo de un estado inicial a un estado de referencia (en ocasiones conocido como el estado muerto⁴), de esta manera las dos leyes de la termodinámica se relacionan en el concepto de exergía, definiéndola como sigue:

³ La *calidad de la energía* es sinónimo con la capacidad de causar un cambio.

⁴ El estado muerto se alcanza al llegar al equilibrio termodinámico con un estado de referencia. Por consecuencia, no es posible la producción de trabajo mecánico, térmico, químico, etc.

Máximo trabajo que puede ser obtenido de una forma de energía dada usando los parámetros ambientales como el estado de referencia [1].

Trabajo que está disponible en un gas, fluido, o masa como un resultado de su condición de no equilibrio relativa a alguna condición de referencia [2].

Máximo trabajo posible cuando un sistema experimenta un proceso reversible del estado inicial especificado al estado de su ambiente, es decir, el estado muerto⁵ [3].

De acuerdo con lo anterior, seis características de la exergía pueden establecerse:

1. La exergía de un sistema es la energía neta (útil) la cual puede ser obtenida del conjunto "sistema-ambiente" al llevar a este conjunto al equilibrio.
2. La exergía de un sistema es la parte de su energía la cual en un ambiente dado puede ser transformado en otras formas de energía noble.
3. La exergía de un sistema es la capacidad del sistema para producir un cambio.
4. La exergía de un sistema es la medida de la calidad de la energía contenida en el sistema.
5. La exergía de un sistema es el máximo potencial de trabajo del sistema relacionado a sus alrededores.
6. La exergía de un sistema es la medida del alejamiento del sistema del equilibrio con sus alrededores [4].

La exergía es una propiedad explícita y es calculada usando la siguiente ecuación general, la cual relaciona la entalpía, entropía y la temperatura:

$$Ex = (H - H_0) - T_0(S - S_0) \quad (2.1)$$

Donde el subíndice 0, denota al estado de referencia. En la ecuación (2.1) el término de la derecha representa la energía total, mientras que el término $T_0(S - S_0)$ la energía incapaz de desarrollar trabajo (anergia⁶). La ecuación (2.14) es usada bajo condiciones, donde los términos gravitacionales y de momento son despreciables.

La exergía, como la energía, puede transferirse hacia o desde un sistema en tres formas: calor, trabajo y flujo másico. Esta transferencia es reconocida en la frontera del sistema cuando la exergía la cruza, por lo que representa la exergía ganada o perdida por un sistema durante un proceso. Las únicas dos formas de interacción de exergía asociadas con una masa fija (función de transferencia) o sistema cerrado son las transferencias de calor y de trabajo [3].

En el caso de la exergía como función de transferencia, se clasifica en dos tipos:

1. La exergía asociada con una transferencia de trabajo. $Ex_w = W$ (2.2)

⁵ Un sistema que está en equilibrio termodinámico con sus alrededores se dice que está en el estado muerto.

⁶ Anergia: del griego A= sin, ERG= trabajo. Fue aplicado a la termodinámica por Rant (1904-1972) y fue previamente utilizado en medicina.

$$2. \text{ La exergia asociada con una transferencia de calor}^7. Ex_Q = Q(1 - \frac{T_0}{T}) \quad (2.3)$$

Por tanto, podemos vislumbrar que la exergia de una corriente de materia (función de estado), puede ser dividida en diversas formas. En la ausencia de efectos nucleares, magnéticos, eléctricos y de tensión superficial, esta es:

$$\dot{Ex} = \dot{Ex}_k + \dot{Ex}_p + \dot{Ex}_f + \dot{Ex}_q \quad (2.4)$$

Donde \dot{Ex}_k es la exergia cinética, \dot{Ex}_p la exergia potencial, \dot{Ex}_f la exergia física y \dot{Ex}_q la exergia química.

Al dividir por el flujo másico obtenemos la forma específica:

$$Ex_x = Ex_k + Ex_p + Ex_f + Ex_q \quad (2.5)$$

El balance de la ecuación 2.5, se ilustra en la figura 2.3.

$$Ex_k = \text{Energía cinética} = \frac{V_0^2}{2} \quad (2.6)$$

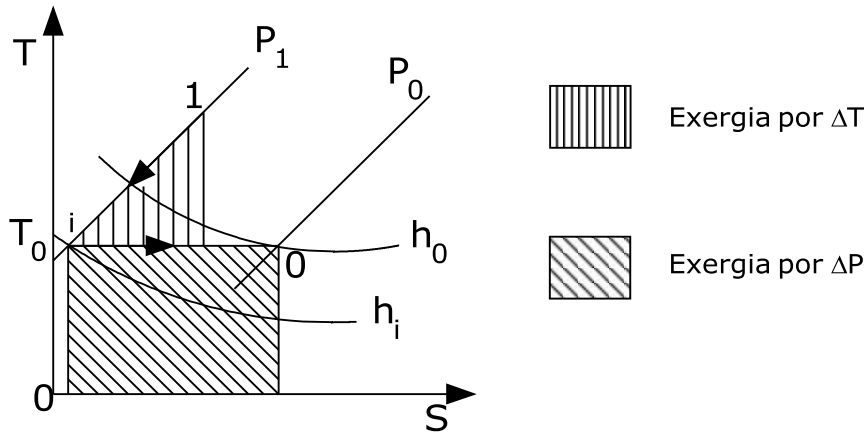
Donde \dot{m} es la velocidad de flujo másico de la corriente del fluido y V_0 es la velocidad del sistema relativa al ambiente.

$$Ex_p = \text{Energía potencial} = gZ_0 \quad (2.7)$$

Donde g es la aceleración gravitacional y Z_0 es la elevación del sistema relativa a un nivel de referencia en el ambiente.

La exergia física de una corriente de fluido se debe al alejamiento de nuestro sistema debido a una diferencia de temperaturas (exergia térmica) y a una diferencia de presiones (exergia mecánica) respecto al sistema de referencia por tanto para alcanzar el equilibrio con nuestro estado de referencia, consideremos un proceso isobárico que toma lugar a una presión inicial P_1 y T_1 , seguida por un proceso isotérmico correspondiente a la temperatura ambiental T_0 hasta alcanzar la presión de referencia P_0 , el proceso anterior se puede observar en el diagrama T-S y es la explicación de los componentes de la exergia física.

⁷ La eficiencia de una máquina térmica $1 - T_0/T$ representa la fracción de energía transferida de una fuente de calor a temperatura T que puede convertirse en trabajo en un ambiente a temperatura T_0 .



Fuente [2]

Figura 2.1. Determinación de la exergía física para una corriente de un fluido homogéneo simple cuando $P_1 > P_0$ y $T_1 > T_0$

El proceso isobárico reversible mostrado en la figura 2.1 es un enfriamiento en su forma idealizada en el cual la energía térmica perdida por la corriente es usada en una serie de máquinas térmicas reversibles, operando entre la temperatura del gas en las diferentes etapas del proceso de enfriamiento y la temperatura de referencia T_0 . El componente de la exergía física correspondiente a este término de trabajo reversible se denotará como $\varepsilon^{\Delta T}$ (exergía térmica). Y su magnitud, representada como un área triangular en la figura 2.1 está dada por:

$$\varepsilon_1^{\Delta T} = \left[- \int_{T_1}^{T_0} \frac{T - T_0}{T} dh \right]_{P_1} \quad (2.8)$$

El segundo proceso, toma lugar reversiblemente en un expansor isotérmico. El trabajo reversible obtenido del proceso de expansión es igual al segundo componente de la exergía física, denotado como $\varepsilon^{\Delta P}$ y como se mencionó anteriormente es resultado de la diferencia de presiones de la corriente de materia que entra al expansor y la presión de referencia, así en un proceso isotérmico que va desde i-0, la exergía mecánica para una corriente de gas es [1]:

$$\varepsilon_1^{\Delta P} = T_0(S_0 - S_i) - (h_0 - h_i) \quad (2.9)$$

Por tanto, sabemos que la exergía física para una corriente de materia es:

$$Ex_f = \varepsilon_1^{\Delta T} + \varepsilon_1^{\Delta P} \quad (2.10)$$

Cuando se habla de gases ideales la exergía física está dada por:

$$Ex_f = c_p(T - T_0) - T_0 \left(c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0} \right) \quad (2.11)$$

Hasta este momento hemos definido los componentes de la exergía de una corriente de materia que atraviesa una superficie de control, sin embargo, para llegar al equilibrio

termodinámico con nuestro sistema de referencia es necesario llevar a nuestro sistema al equilibrio químico, una definición aceptada para este tipo de exergía es:

La exergía química de una sustancia es el máximo trabajo que puede ser obtenido de esta, llevándola al equilibrio químico con el ambiente de referencia a una temperatura y presión constantes.

Al igual que la exergía física, la exergía química tiene dos contribuciones: exergía reaccional, resultado de las reacciones químicas necesarias para producir especies existentes como componentes estables en el ambiente, desde la composición inicial de la sustancia; y la exergía concentracional, la cual resulta de los procesos necesarios para igualar la concentración química de las especies producidas a la concentración química en el ambiente. Entonces la cantidad de exergía química depende en el modelo ambiental que es seleccionado como referencia, de acuerdo con Szargut, para calcular la exergía química de una sustancia, las especies de referencia deben de ser elegidas como los productos más probables de las interacciones entre la sustancia considerada y los componentes del ambiente natural. Las especies de referencia pueden ser o componentes gaseosos de la atmósfera, o especies disueltas en el agua de mar o compuestos sólidos presentes en la superficie terrestre [5].

Para simplificar, Szargut sugiere que la exergía química obtenida en el estado estándar a condiciones de temperatura y presión normal (T_n y P_n) debe ser considerada como una exergía química estándar (Ex_q^0), tomando en cuenta la concentración media convencional de las especies de referencia en el ambiente. Conociendo los valores de exergía química estándar de los elementos, la exergía química estándar de cualquier compuesto químico puede ser determinada por medio de un balance de exergía de su reacción de formación, esto es:

$$Ex_q^0 = \Delta G_f^0 + \sum_{el} n_{el} Ex_{el}^0 \quad (2.12)$$

Donde n_{el} es el número de moles del elemento, Ex_{el}^0 la exergía química estándar del elemento y ΔG_f^0 la energía libre de Gibbs de formación.

Otra manera para evaluar la exergía química estándar o exergía química molar (como es llamada por Kotas [1]) de los elementos presentes en la atmósfera es la siguiente:

$$Ex_{qi}^0 = RT_n \ln \frac{P_n}{P_{in}} = RT_n \ln \frac{1}{x_{in}} \quad (2.13)$$

Recordando el proceso que ocurre en la figura 1, para poder llevar el sistema al equilibrio termodinámico, posterior al proceso de expansión donde la presión es reducida a la de nuestro sistema de referencia, el gas puede ser descargado reversiblemente (a través de una membrana semipermeable) hacia la atmósfera. Este proceso corresponde al intercambio de sustancias solo con el ambiente de referencia. Y el trabajo que puede ser obtenido de tal proceso por mol de sustancia será igual a la evaluación de la ecuación (2.13), considerando que las especies en el aire atmosférico siguen el comportamiento del gas ideal.

En diversas aplicaciones de la ingeniería se cuenta con una mezcla de gases ideales (petróleo, combustibles gaseosos, gases de combustión en una caldera, etc.). Para derivar una expresión para la exergia química de la mezcla, consideremos el dispositivo reversible mostrado en la figura 2, la mezcla es suministrada a una velocidad estable a P_0 y T_0 . Cada uno de los N componentes es separado por una membrana semipermeable, y luego comprimido, reversiblemente e isotérmicamente desde su presión parcial en la mezcla P_i a P_0 [1]. El trabajo total de compresión por mol de gas en la mezcla es:

$$\sum_i [w_{xi}]_{REV} = RT_0 \sum_i x_i \ln x_i \quad (2.14)$$

Donde x_i es la fracción molar del i -ésimo componente en la mezcla. Cada componente separado emerge de su compresor a P_0, T_0 teniendo en este punto una exergia química molar Ex_{qi}^0 mientras que la velocidad de flujo por mol de mezcla es x_i . Como todo el proceso toma lugar en el dispositivo que es reversible, la exergia de la mezcla del gas es la suma de las exergias de sus componentes menos el trabajo de compresión, es decir:

$$Ex_{qM}^0 = \sum_i x_i Ex_{qi}^0 + RT_0 \sum_i x_i \ln x_i \quad (2.15 a)$$

Como el segundo término de la ecuación (2.15 a) es siempre negativo, la exergia de la mezcla siempre será menor que la suma de las exergias de sus componentes por separado a la temperatura y presión de la mezcla. Las ecuaciones (2.15 a) y (2.14) también son aplicables para soluciones ideales de líquidos, por ejemplo soluciones producidas sin un cambio en volumen o entalpia. En el caso de soluciones reales la exergia de una mezcla puede ser obtenida si los coeficientes de actividad, γ_i , para cada uno de los componentes son conocidos, una versión más general de (2.15 a) es:

$$Ex_{qM}^0 = \sum_i x_i Ex_{qi}^0 + RT_0 \sum_i x_i \ln \gamma_i x_i \quad (2.15 b)$$

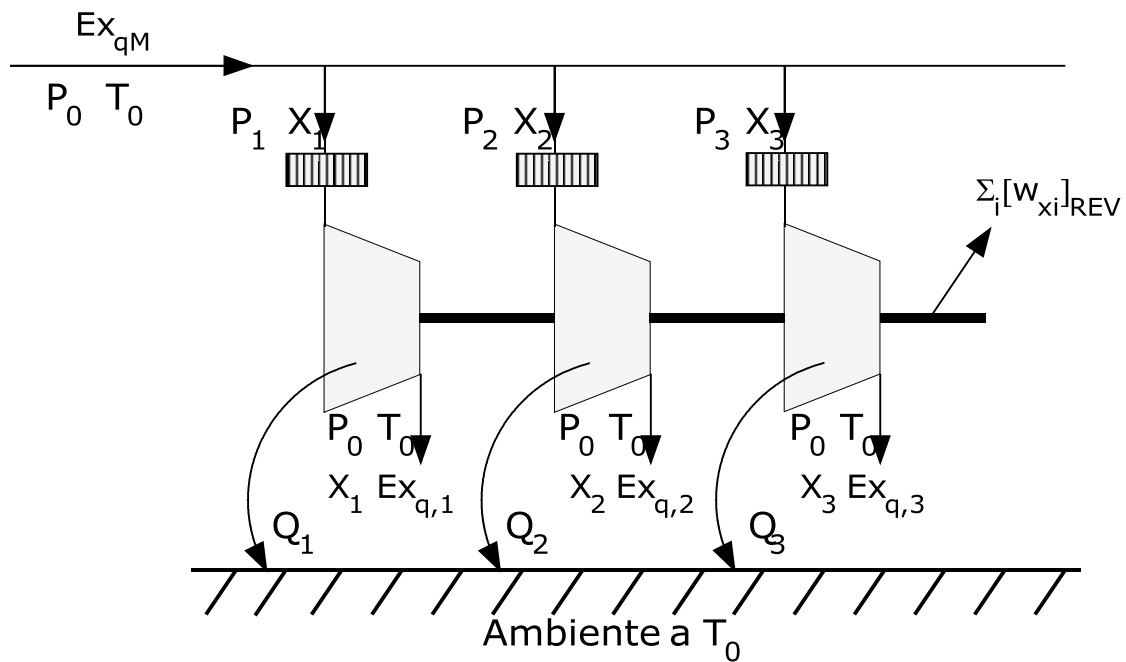


Figura 2.2. Adaptado [1]. Dispositivo ideal para la determinación de la exergía química de una mezcla de gases ideales.

Finalmente antes de iniciar la descripción de la metodología del análisis de exergía, la figura 2.3, nos muestra un resumen de las formas de exergía.

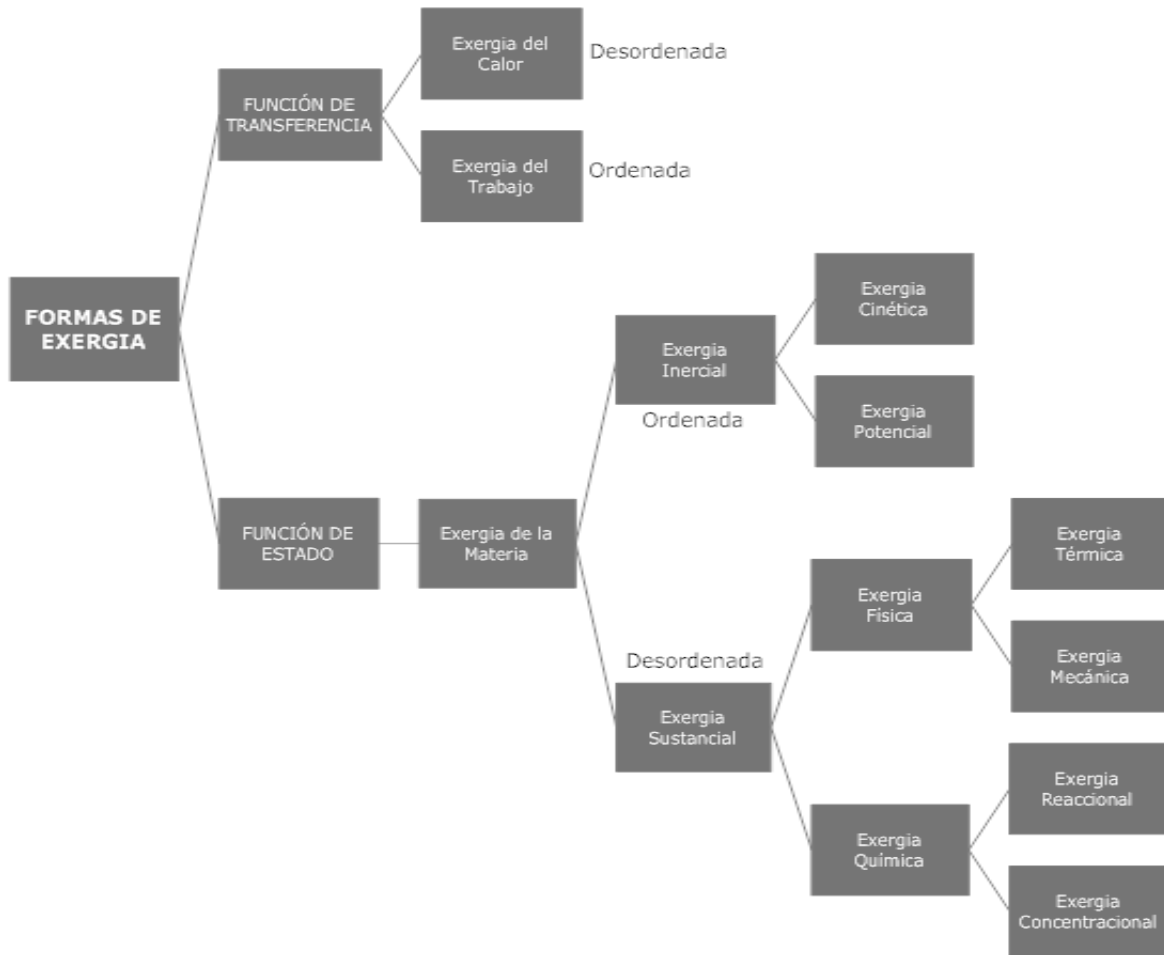


Figura 2.3. Formas de exergía y su clasificación, Adaptado de [4].

2.1.2 Análisis de exergía por el método de bloques.

La metodología de análisis que será utilizada, es la empleada y descrita por Rivero [4].

La base para la aplicación del análisis exérgico a un sistema es el método de bloques. En este método el sistema es asimilado a un bloque o caja negra que puede tener interacción con sus alrededores de tres tipos y sólo tres: transferencia de calor, transferencia de trabajo y transferencia de masa.

En el método de bloques no existe una limitante para el tamaño de los mismos, y se delimitan a consideración de quién realiza el análisis, por ejemplo: un país, una planta química o un equipo de proceso pueden ser considerados como un bloque o como un grupo de bloques (sub-bloques) que interaccionan entre sí para dar forma a uno mayor. De esta manera, el análisis de exergía permite encontrar los puntos críticos del sistema donde es necesario aplicar medidas que permitan disminuir el consumo de exergía y hacer el uso de la energía más económica y eficiente.

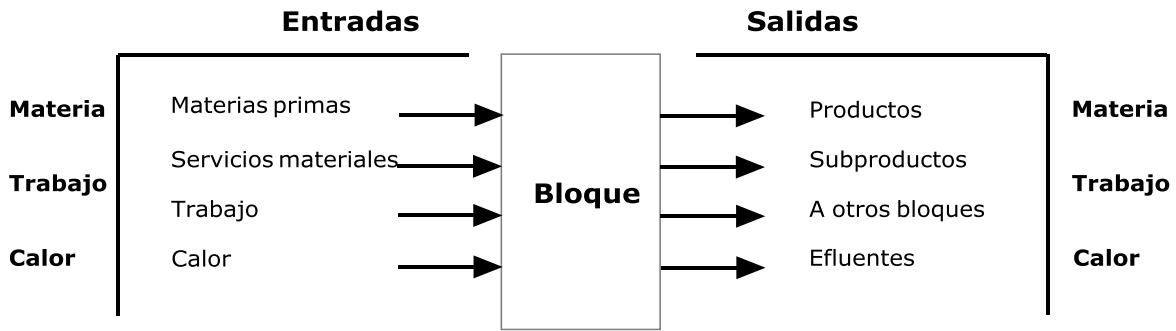


Figura 2.4. Método de bloques para el análisis de exergía. Fuente [4].

El primer paso en un análisis de exergía consiste en la representación de nuestro sistema por una serie de bloques, dichos bloques deberán contener los parámetros principales incluyendo los valores de exergía para cada corriente participante en el bloque. Una vez que los diagramas se han establecido, se puede conducir los balances de materia, energía (entalpía) y entropía, de los cuales se obtiene el balance de exergía.

Una vez que hemos determinado los balances de exergía para cada bloque, se determinan los parámetros que son indicativos del análisis de exergía: *Pérdidas de exergía*, *Efectividad* y *Potencial de mejoramiento* o parámetros cuantitativos, cualitativos y combinados como son clasificados por Rivero [4].

Las pérdidas de exergía pueden dividirse en dos tipos: aquellas que son debidas a la irreversibilidad de los procesos y las debidas a la exergía que es enviada hacia el medio ambiente (pérdidas de exergía por efluentes⁸).

El teorema de Gouy-Stodola permite cuantificar las pérdidas irreversibles de exergía esto es:

$$Irr = T_0 \Delta S \quad (2.16)$$

Además el teorema de Gouy-Stodola establece que las pérdidas globales de exergía es la suma de las pérdidas de exergía de cada uno de los bloques que conforma al sistema.

Debido a que las irreversibilidades en los sistemas representan la energía no útil o anergia, esta también puede ser evaluada como:

$$Irr = Ex_{tte} - Ex_{tts} \quad (2.17)$$

Donde Ex_{tte} es la exergía total de entrada al sistema y Ex_{tts} es la exergía total de salida, la exergía total de entrada y la exergía total de salida representan la suma de todas las formas de

⁸ Las pérdidas de efluentes son aquellas corrientes con un grado de contenido exérgico que no es aprovechado por medios físicos o químicos para producir trabajo útil.

exergia que están presentes en nuestras corrientes. De nueva cuenta otra forma de determinar las irreversibilidades es considerando al sistema como un conjunto “donador-aceptor” “fuente-sumidero”, obtenido de la diferencia entre la exergia neta suministrada Ex_{nts} y la exergia neta producida Ex_{ntp} .

$$Irr = Ex_{nts} - Ex_{ntp} \quad (2.18)$$

La exergia neta suministrada y la neta producida no deben ser confundidas con la exergia total de salida y total de entrada. Supongamos una torre de destilación en la cual entra una corriente de combustibles (como el petróleo antes de la refinación), en este caso la exergia total de entrada corresponde a la suma de la exergia física y química resultado de la(s) corriente(s) que entra(n) a la torre, en cambio la exergia neta suministrada corresponde a la exergia física procedente de la(s) corriente(s) que se suministra(n) para la refinación de los productos. La exergia total de salida es la suma de la exergia física y química de las corrientes de salida, y la exergia neta producida corresponde a la exergia química ganada⁹ debido al proceso de separación en la torre de destilación. Por tanto para realizar un análisis de exergia es necesario conocer los principios fundamentales del sistema a analizar.

Las pérdidas de exergia por efluente Efl , corresponden únicamente a la(s) corriente(s) de materia con cierto contenido de exergia y que son enviadas hacia el medio ambiente, es decir:

$$Efl = \sum Ex \text{ enviada al ambiente} \quad (2.19)$$

$$P_{ex} = Irr + Efl \quad (2.20)$$

Otro parámetro a utilizar es la exergia útil de salida Ex_{uts} , definida como:

$$Ex_{uts} = Ex_{tts} - Efl \quad (2.21)$$

Con lo anterior, podemos escribir entonces la ecuación general para un balance de exergia,

$$\sum Ex_{entrada} = \sum Ex_{uts} + Irr + \sum Ex \text{ enviada al ambiente} \quad (2.22)$$

o la entrada total de exergia

$$Ex_{tte} = Ex_{uts} + Irr + Efl = Ex_{uts} + P_{ex} \quad (2.23)$$

El análisis cualitativo se divide en tres parámetros que son la Eficiencia η , Efectividad ε y Rendimiento ζ . Por medio de estos parámetros es posible comparar diferentes tipos de sistemas y tamaños desde el punto de vista del análisis de exergia.

La eficiencia es definida como:

$$\eta = \frac{Ex_{tts}}{Ex_{tte}} = 1 - \frac{Irr}{Ex_{tte}} \quad (2.24)$$

⁹ La exergia química de una mezcla es menor que la suma de las exergias de sus compuestos por separado.

En otras palabras, la eficiencia es una medida en fracción de las pérdidas de exergía en el sistema.

Para poder determinar si el sistema está realizando su función o no, es decir, el efecto deseado la efectividad relaciona la exergía neta producida y la exergía neta suministrada al sistema:

$$\varepsilon = \frac{Ex_{ntp}}{Ex_{nts}} = 1 - Irr / Ex_{nts} \quad (2.25)$$

La efectividad es entonces la medida de la capacidad del sistema para producir el efecto deseado. En otras palabras, es la fracción de la exergía neta suministrada que necesita el sistema para desarrollar su función. La figura 2.5, describe mejor la diferencia entre eficiencia y efectividad.

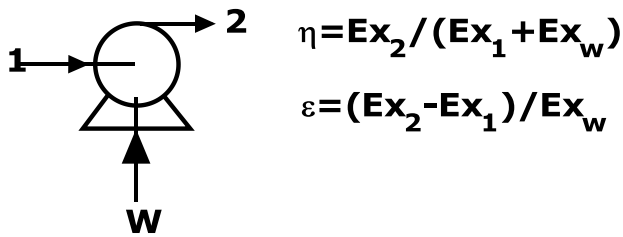


Figura 2.5. Eficiencia y eficacia para una corriente en un sistema de bombeo.

El tercer parámetro cualitativo que es de utilidad en los análisis por el método de exergía es el Rendimiento. La eficiencia y la efectividad son dos parámetros de funcionamiento consistente desde el punto de vista de Segunda Ley y aplicables a cualquier sistema. Su valor máximo es 1 o 100% para procesos reversibles, dado que consideran el balance de exergía completo del sistema. No obstante, existen aplicaciones en las que otras definiciones de funcionamiento son útiles para análisis particulares [4], el rendimiento se define entonces como:

$$\zeta = \frac{Ex_{deseada}}{Ex_{consumida}} = \frac{Ex_{uts}}{Ex_{tte}} = 1 - \frac{P_{ex}}{Ex_{tte}} \quad (2.26)$$

El último parámetro que analizaremos es el combinado el cual tiene tres contribuciones:

- Potencial absoluto: Irr
- Potencial relativo: $(1-\varepsilon)$
- Potencial ambiental: Efl

el cual se define como:

$$Pot = Irr(1 - \varepsilon) + Efl \quad (2.27)$$

Por tanto el potencial de mejoramiento de un sistema es una medida de que tanto y que tan fácil el sistema puede ser mejorado con propósitos de optimización. En un sistema con “n” bloques, lo ideal es “atacar” aquellos que tienen mayores potenciales de mejoramiento y es

necesario aclarar que el potencial de mejoramiento no tiene propiedades aditivas, es decir, no se deben sumar los potenciales de mejoramiento de los “n” bloques que componen el sistema.

2.2 Metodología de análisis económico.

Debido a la variedad de equipos que pueden ser utilizados para el aprovechamiento de biogas (véase capítulo 3), no sólo es necesario determinar el “mejor equipo” con base en un análisis exérgico, si no que se debe tomar en consideración los costos que representan el adaptar una tecnología, intercambiar tecnologías, el ahorro representado por la instalación de un nuevo equipo, el tiempo de recuperación de la inversión, etc.

Generalmente las preguntas a la hora de considerar un proyecto de inversión el ingeniero se enfrenta a las siguientes preguntas a resolver:

- ¿Cuál de varios diseños de ingeniería en competencia deberá seleccionarse?
- ¿La máquina que ahora se usa se debe reemplazar por una nueva?
- ¿Sería preferible seguir un curso de acción más conservador o uno con más riesgos que ofrece un rendimiento potencial más alto?
- ¿Cuántas unidades de producción se deben vender antes de percibir una ganancia? [6].

De tal manera en este estudio se consideró la realización de un análisis económico a las tecnologías propuestas, el cual permite orientar al tomador de decisiones sobre la inversión entre una u otra tecnología.

2.2.1 Valor del dinero a través del tiempo.

Cuando se habla del valor del dinero a través del tiempo, tenemos que remontarnos a las primeras transacciones registradas de la humanidad, donde el capital de una persona estaba representado por las posesiones personales.

Generalmente las transacciones se realizaban mediante el intercambio de productos o servicios ofrecidos por los participantes en el mercado, sin embargo, cuando se realizaban préstamos, al momento del pago estos se acompañaban de una cantidad extra del producto prestado (semillas de un granjero a otro, pieles de animales, etc.) en la actualidad al pago extra por una cantidad prestada se le conoce como *interés*, el cual significa la renta que se paga por utilizar dinero ajeno, o bien la renta que se gana al invertir nuestro dinero [7].

Es importante reconocer, que cierta cantidad de dinero que se tenga en un futuro no tendrá tanto valor como el que se tenga en el presente, esto nos hace ver que una cantidad de dinero puede generar utilidades en un periodo de tiempo a una tasa de interés dada. Es precisamente la relación entre el interés y el tiempo lo que conduce al concepto de valor del dinero a través del tiempo que significa que cantidades iguales de dinero no tienen el mismo valor, si se

encuentran en puntos diferentes en el tiempo y si la tasa de interés es mayor que cero [7]. Lo anterior se explica mediante la figura 2.6 donde una cantidad de dinero pierde su valor adquisitivo.

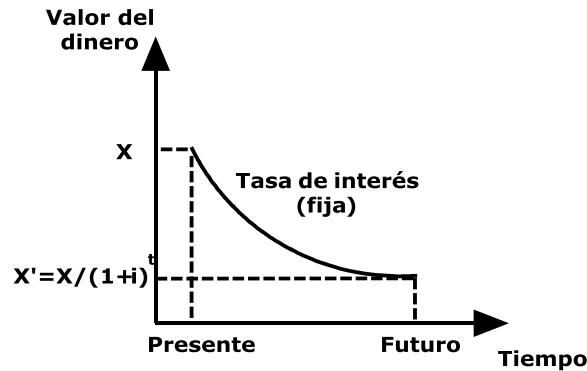


Figura 2.6. Cambio del valor del dinero cuando se mantiene una tasa de interés constante en un tiempo determinado.

Como se mencionó, el interés es la renta que se paga o se cobra sobre un préstamo o utilidad, sin embargo, esta tasa de interés generará una menor o mayor utilidad dependiendo de la forma que se realicen los cobros. La utilidad se genera entonces sobre un interés simple o interés compuesto esto es:

Interés simple: En la tasa de interés simple, el interés ganado es directamente proporcional al capital implicado y a la longitud del periodo de tiempo, sobre el cual se tiene en préstamo la suma principal. Esto es:

$$I = Pni \quad (2.28)$$

Donde P representa el valor presente o el capital inicial, n el número de periodos de interés (generalmente años) e i la tasa de interés por el periodo.

De acuerdo con la definición de interés simple, la cantidad que un prestatario se obliga a pagar al prestamista sabiendo que P es un valor fijo y el interés es constante es:

$$F = P(1 + ni) \quad (2.29)$$

Donde F es el saldo futuro.

Interés compuesto: Generalmente es el tipo de interés más utilizado. En este caso el interés es calculado al final de cada periodo (los periodos pueden ser meses, trimestres, años, etc.) y los intereses generan intereses, por lo tanto, lo que se ve afectado es el saldo futuro de la deuda.

Para lograr entender tanto el interés simple como el compuesto, en la tabla 2.1 y 2.2 se presentan la mecánica del cálculo del saldo futuro F , para cualquier periodo n , cuando se aplica interés simple y compuesto para el pago de una deuda.

Tabla 2.1. Cálculo del saldo futuro sobre una deuda cuando se aplica el interés simple.

Periodo	Saldo inicial	Intereses	Saldo final, F
1	P	Pi	$P+Pi$
2	P	Pi	$P(1+i)+Pi$
3	P	Pi	$P(1+2i)+Pi$
N	P	Pi	$P(1+ni)$

Tabla 2.2. Cálculo del saldo futuro sobre una deuda cuando se aplica el interés compuesto.

Periodo	Saldo inicial	Intereses	Saldo final, F
1	P	Pi	$P+Pi$
2	$P(1+i)$	$P(1+i)i$	$P(1+i)^2$
3	$P(1+i)^2$	$P(1+i)^2i$	$P(1+i)^3$
n	$P(1+i)^{n-1}$	$P(1+i)^{n-1}i$	$P(1+i)^n$

2.2.2 Factores de interés compuesto.

Existen dos tipos de factores de interés, cuando se habla del interés compuesto, un de ellos convierte una cantidad única en un valor presente o futuro. El otro tipo es para una serie de valores uniformes llamada anualidad, este tipo de factores se usan para convertir una serie de pagos en una suma única futura o presente y para traducir las sumas únicas en una serie de pagos que ocurren en el pasado o futuro [6].

Algunos de los factores que se analizan son conceptos básicos para los métodos de análisis y evaluación de proyectos, por lo que se vuelve necesario su estudio.

1. Factor de cantidad compuesta (pago único).

Este tipo de factor es utilizado para encontrar el valor futuro de una cantidad presente cuando se conoce la tasa de interés y el número de periodos. Se calcula de la siguiente manera:

$$F = P(1 + i)^n \quad (2.30)$$

La razón de valor futuro a la cantidad presente entonces se expresa como:

$$F/P = (F/P, i, n) = (1 + i)^n$$

2. Factor de valor presente (pago único).

La ecuación (2.30) es utilizada no solo para el cálculo del valor futuro, el valor presente de una suma de n periodos en el futuro es P , arreglando (2.30) tenemos:

$$P = F \frac{1}{(1 + i)^n} \quad (2.31)$$

De nueva cuenta si se obtiene la razón de valor presente a valor futuro tenemos:

$$P/F = (P/F, i, n) = \frac{1}{(1+i)^n}$$

3. Factor de fondo decreciente (serie uniforme).

Con este factor se puede determinar el flujo neto A al final de cada periodo durante n periodos, que es necesario desembolsar, para acumular al final del periodo n una cantidad F .

$$A = F \left[\frac{i}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (2.32)$$

Si se expresa la relación A/F se tiene que:

$$(A/F, i, n) = \frac{i}{(1+i)^n - 1}$$

4. Factor de cantidad compuesta de serie (serie uniforme).

El saldo futuro de un fondo de inversión, F , puede ser calculado conociendo el depósito que se efectúa, A , en forma periódica al final del periodo n , a una tasa de interés efectiva i . Tomando (2.32) esto es:

$$F = A \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i} \right] \quad (2.33)$$

Entonces el factor de cantidad compuesta de serie para usarse en el cálculo del valor futuro de una anualidad es:

$$(F/A, i, n) = \frac{(1+i)^n - 1}{i}$$

5. Factor de recuperación de capital (serie uniforme).

El factor de recuperación de capital se usa para determinar la cantidad de cada pago anual futuro requerido para disipar un cierto valor presente cuando la tasa de interés y el número de pagos se conoce [6], esto es:

$$A = P \left[\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (2.34)$$

Si se realiza la relación A/P obtenemos que:

$$(A/P, i, n) = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

6. Factor de valor presente de una serie (serie uniforme).

Para encontrar qué cantidad única debe depositarse hoy de manera que puedan hacerse pagos iguales al final de los próximos años, P debe encontrarse en función de A . El factor de recuperación de capital para una serie de pagos iguales permite despejar el valor de P como sigue [8]:

$$P = A \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right] \quad (2.35)$$

Al realizar la relación P/A tenemos:

$$(P/A, i, n) = P/A = \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right]$$

7. Factor de conversión de gradiente aritmético (para uniformar series).

Los pagos anuales no ocurren en muchos casos, de acuerdo con el patrón propio de una serie de pagos iguales, y se presentan pagos que aumentan o disminuyen en incrementos o decrementos iguales para garantizar un factor especial de conversión, el cambio periódico es el gradiente G (cambio anual en la magnitud de los pagos). Matemáticamente esto se define como:

$$A = G \left[\frac{1}{i} - \frac{n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (2.36)$$

En los que la expresión entre corchetes se denomina factor de conversión de gradiente aritmético con el símbolo $(A/G, i, n)$.

2.2.3 Métodos de evaluación económica

En esta sección se detallaran los métodos que fueron elegidos para la evaluación económica de las tecnologías propuestas para el aprovechamiento de biogas en el caso de estudio. Estos métodos son:

- Valor presente neto (VPN),
- Tasa interna de rendimiento (TIR),
- Valor anual equivalente (VAE),
- Periodo de recuperación de la inversión (PR) y
- Metodología de costo nivelado (COPAR)

Algunos de estos métodos son equivalentes, es decir, la conclusión sobre aceptar o rechazar una propuesta debe ser igual. Como ejemplo podemos mencionar que el resultado obtenido por el valor presente neto deberá ser el mismo que si se utiliza el valor anual equivalente o la tasa interna de rendimiento.

Valor presente neto (VPN)

Antes de dar a conocer la metodología de comparación de valor presente neto, es indispensable saber que el valor presente es una cantidad en el momento actual ($t = 0$) que es equivalente al flujo de caja de una inversión a una tasa específica de interés i . El valor presente de la propuesta de inversión j , a una tasa de interés i , con una vida de n años puede expresarse como [8]:

$$VP = \sum_{t=0}^n F_j / (1 + i)^t \quad (2.37)$$

El método del Valor Presente Neto representa entonces en valor presente, la magnitud en que los ingresos del flujo de efectivo superan o son superados, por los egresos de dicho flujo, esto se puede ver como:

$$VPN = VP \text{ beneficios} - VP \text{ costos} = \sum_{t=0}^n \frac{F_j}{(1 + i)^t} - I_0$$

donde:

F_j es el flujo de efectivo neto en el periodo j ,

I_0 es la inversión inicial o el valor presente de los costos.

El proyecto que se acepte entre un grupo de proyectos de igual tiempo de duración, es aquel que maximice el valor presente neto. En otras palabras aumenta el beneficio económico del inversionista.

Existe otro caso en el cual las vidas de los proyectos son diferentes, los cuales pueden ser analizados por dos metodologías.

- Método del común múltiplo y
- Método de periodo de estudio.

Ya que las tecnologías analizadas cuentan con un tiempo de vida igual, estas metodologías no serán analizadas.

La tasa de interés recomendada para el análisis de las metodologías presentadas es la TREMA, que es la tasa de rendimiento mínima atractiva. Esta tasa puede calcularse como la tasa que se ganaría en una inversión sin riesgo (por ejemplo CETES en México), más una prima que defina el nivel de riesgo del proyecto. La razón de recomendar el uso de la TREMA es porque, un resultado positivo indica un proyecto aceptable en el caso de una inversión.

Tasa interna de rendimiento (TIR).

La tasa interna de rendimiento (TIR), se define como la tasa de interés que reduce a cero el valor presente, el valor futuro, o el valor anual equivalente de una serie de ingresos y egresos. En términos económicos, la tasa interna de rendimiento representa el porcentaje o la tasa de interés que se gana sobre el saldo no recuperado¹⁰ de una inversión [7]. Como función del valor presente neto esta se define como:

$$VPN = \sum_{t=0}^n \frac{F_j}{(1+i)^t} - I_0 = 0 = \sum_{t=0}^n F_j (P/F, i, t) (A/P, i, n) \quad (2.38)$$

Esto quiere decir que la metodología de la TIR consiste en encontrar la tasa de interés que haga cumplir la ecuación anterior. La forma en que se determina si un proyecto individual será aceptado por esta metodología es que $TIR > TREMA$ o la tasa de interés que el evaluador esté considerando.

El análisis de TIR incremental se utiliza cuando se cuenta con alternativas mutuamente excluyentes, en la cual se deben de considerar los siguientes principios:

- Los incrementos deben ser justificados, es decir, la inversión mayor siempre será mejor cuando su $TIR > TREMA$.
- Solamente se puede comparar una alternativa de mayor inversión con una de menor inversión si su TIR ha sido comparada contra su TREMA.

La metodología a seguir es la siguiente:

1. Justificar la alternativa de menor inversión (si ninguna alternativa se justifica, los proyectos se desechan).
2. Justificar el incremento de la alternativa que sigue en mayor inversión respecto a la primera. El incremento se justifica de la siguiente manera: se calcula la TIR del incremento y se compara contra la TREMA, donde la TIR será encontrada mediante la ecuación (2.38). Los flujos de efectivos del incremento son la diferencia de los flujos de la alternativa menos los del proyecto que ya ha sido justificado, de igual forma se calcula la inversión incremental y los ingresos incrementales. El proyecto se tomará si la TIR incremental es mayor que la TREMA.
3. Si se tienen múltiples alternativas, el paso 2 deberá realizarse de nuevo hasta que se encuentre la TIR incremental que sea mayor que la TREMA, con una inversión mayor.

La metodología anterior asegurará que a una mayor inversión con una TREMA justificada, el inversionista obtendrá los beneficios más altos.

¹⁰ El saldo no recuperado de una propuesta de inversión en el tiempo t , es el valor futuro de la propuesta en ese tiempo.

Valor anual equivalente (VAE).

En el método del valor anual equivalente, todos los ingresos y gastos que ocurren durante un periodo son convertidos a una anualidad equivalente. Al igual que en el método del valor presente neto, si el resultado de la operación resulta en un valor positivo es recomendable aceptar el proyecto. Aunque el método hace mención a un periodo anual las cantidades no se restringen únicamente a periodos anuales, éstos pueden ser mensuales, trimestrales, etc.

Esta anualidad por lo general representa una inversión en un activo que se espera que genere un flujo de efectivo futuro positivo, y la duración de la anualidad por lo tanto es la vida del activo.

La anualidad equivalente se determina mediante:

$$AE = -I_0(A/P, i, n) + \left[\sum_{t=1}^n \frac{F_j}{(1+i)^t} \right] (A/P, i, n) + R(A/F, i, n) \quad (2.39)$$

donde:

AE es la anualidad equivalente, I_0 es la inversión inicial, F_j es el flujo de efectivo neto del año t , R el valor de rescate¹¹.

Otra forma de expresar la ecuación (2.39) es la siguiente:

$$AE = F_j - [(I_0 - R)(A/P, i, n) + R(i)] \quad (2.40)$$

En el caso de la ecuación (2.40) se suponen que los flujos de efectivo netos de todos los años son iguales (F_j).

Para el caso de la selección de alternativas mutuamente excluyentes se deben de tomar en cuenta si se conocen los ingresos y gastos o solamente se conocen los gastos, o que la vida de las alternativas sean distintas. Se analizan los primeros dos casos.

Si los ingresos y los gastos son conocidos, la mejor alternativa será aquella que maximice el valor de la anualidad equivalente (siempre y cuando esta sea positiva).

En el caso en que solo los gastos son conocidos o como en diversas ocasiones sucede que los ingresos, ahorros o beneficios de las alternativas son iguales se procede a juzgar estas alternativas de acuerdo a sus costos anuales equivalentes, es decir, cuando es aparente que en una evaluación solamente los costos son conocidos, es conveniente ignorar la convención de signos negativos y compara las alternativas en base al valor absoluto de los costos [7]. La forma de aceptar alguna de las alternativas consiste en la elección de aquella que tenga el

¹¹ En su definición más sencilla el valor de rescate, representan los ingresos que se obtienen al final de la vida del proyecto por la venta del equipo sobre el cual se realizó la inversión inicial.

menor costo anual equivalente. La fórmula para evaluar cuando solo los gastos son conocidos en la ecuación (2.40).

Periodo de recuperación de la inversión.

El periodo de recuperación, es una metodología que se emplea para estimar el tiempo necesario para recuperar la inversión y se calcula a través de los flujos positivos de efectivo.

$$PR = p / \text{Ingresos anuales} \quad (2.41)$$

donde p es la inversión inicial.

De acuerdo con [9] el PR es más una medida del riesgo y de liquidez que de rentabilidad, puesto que no contempla toda la vida del proyecto y se limita a estimar cuándo se recuperará la inversión realizada, por tanto esta metodología debe ser un complemento a otros indicadores económicos y no debe ser tomado como una base única de decisión para aceptar o rechazar un proyecto de inversión. En los casos en que el periodo de recuperación se utilice como un criterio para la aceptación o rechazo de un proyecto, se debe de contemplar lo siguiente:

- Se debe de establecer un periodo de recuperación máximo.
- Si el periodo de recuperación del proyecto es menor que el periodo de recuperación máximo, se acepta el proyecto.
- Si el periodo de recuperación del proyecto, es mayor que el periodo de recuperación máximo, se rechaza el proyecto.

La principal debilidad del periodo de recuperación, es que el periodo de recuperación apropiado es un número determinado subjetivamente, una segunda debilidad es que este método no toma en cuenta por completo el factor tiempo en el valor del dinero y finalmente esta técnica no reconoce los flujos de efectivo que ocurren después del periodo de recuperación[10].

Metodología de costo nivelado (COPAR)

La metodología de costo nivelado, es la que se propone en el archivo COPAR por parte de la Comisión Federal de Electricidad, en donde se aplica el concepto de costo nivelado del MW-h generado por cada una de las tecnologías para producción de energía con fines comparativos.

El valor obtenido al emplear esta metodología es el costo medio del bien o servicio producido, y es particularmente útil para comparar dos o más proyectos optativos que permiten obtener un mismo producto [11].

En nuestro caso el producto que se obtiene es el costo de la energía eléctrica y energía térmica generada de las tecnologías que utilizan el biogas como combustible primario.

La determinación de los costos de la energía ahorrada se compone por los costos de inversión, costos de combustibles y costos de operación y mantenimiento. El costo nivelado del MW-h por concepto de inversión es definido como el valor que al multiplicarse por el valor presente de la generación de la central, considerando su vida útil, iguala al valor presente de los costos incurridos en la construcción de la central en cuestión¹². Esto se observa mediante la siguiente fórmula:

$$CI = \frac{\sum_{t=-N}^{-1} I_t (1+i)^{-t}}{\sum_{t=0}^{n-1} GNA_t (1+i)^{-t}} \quad (2.42)$$

donde:

CI Costo nivelado del MWh por concepto de inversión

I_t Inversión en el año t

GNA_t Generación neta en el año t

N Periodo de construcción en años

n Vida económica en años

i Tasa de interés (se recomienda el uso de la TREMA)

Si la generación neta anual (GNA) es uniforme año con año, la ecuación anterior se transforma en:

$$CI = \left[\frac{i(1+i)^{n-1}}{(1+i)^n - 1} \right] \left[\frac{1}{GNA * C} \right] \left[\sum I_t (1+i)^{-t} \right] \quad (2.43)$$

donde :

C Capacidad de la central expresada en MW

GNA Generación neta anual en MW-h/MW

$$GNA = (1 - up) * fp * 8760$$

donde:

up Usos propios (como fracción de la unidad),

fp Factor de planta (como fracción de la unidad) y

¹² En nuestro caso no se considera la construcción de una central, sin embargo, los costos se asocian a la instalación de los equipos propuestos.

8760 Número de horas en un año.

2.3. Cálculo de las emisiones de CO_2e (*dióxido de carbono equivalente*) y su posible inscripción como proyecto MDL.

Es importante cuantificar el beneficio ambiental¹³ de la implementación de las tecnologías energéticas propuestas para el aprovechamiento de biogas, por lo que es necesario conocer las metodologías para el cálculo de este beneficio. El panel intergubernamental de cambio climático *IPCC* por sus siglas en inglés, desarrolló 3 metodologías para estimar las emisiones procedentes de la combustión estacionaria para el programa de inventarios nacionales de gases de efecto invernadero [12], a continuación se presenta un resumen de los requisitos en la tabla 2.3:

Tabla 2.3. Requerimientos necesarios para llevar a cabo los estudios de nivel 1 a 3, para la estimación de emisiones procedentes de la combustión estacionaria.

	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 3
Datos sobre la cantidad de combustible quemado en la categoría de fuente.	Requerido	Requerido	
Factor de emisión por defecto.	Requerido		
Factor de emisión específico del país para la categoría de fuente y el combustible para cada gas.		Requerido	
Datos acerca de la cantidad de combustible quemado en la categoría de fuente para cada tecnología pertinente (tipo de combustible usado, tecnología de combustión, condiciones de uso, tecnología de control, así como mantenimiento y antigüedad del equipo).			Requerido
Factor de emisión específico para cada tecnología (tipo de combustible usado, tecnología de combustión, condiciones de uso, tecnología de control, factor de oxidación, y mantenimiento y antigüedad del equipo).			Requerido

Es así, que en este estudio se determinaron las emisiones de la siguiente manera:

1. Estimación de la energía eléctrica y térmica producida anualmente por la tecnología propuesta. La estimación de la cantidad de energía producida por las tecnologías propuestas, permite determinar la energía eléctrica (comprada a CFE) y la energía

¹³ En este estudio consideramos beneficio ambiental, a la reducción de gases de efecto invernadero, por la implementación de tecnologías que permite el desplazamiento de factura eléctrica y el uso de combustibles fósiles (específicamente diesel) para calentamiento de agua.

- térmica (producida en una caldera de agua caliente) que teóricamente puede ser reemplazada.
2. Cálculo del factor de emisión promedio para el sector eléctrico mexicano.
 3. Cálculo de las emisiones de CO_2e por el desplazo de electricidad. El cálculo de las emisiones se realiza mediante la multiplicación del factor de emisión promedio del sector eléctrico nacional, por la cantidad anual de energía eléctrica teórica que se espera producir.
 4. Cálculo de las emisiones de gases de efecto invernadero por el desplazo de energía térmica. El cálculo de las emisiones se realiza tomando en cuenta, el diesel que será desplazado por el calor generado mediante la utilización de la nueva tecnología y su factor de emisión (factor de emisión de combustible).
 5. Conversión de los gases de efecto invernadero a CO_2e . El metano y el óxido nitroso se convierten a su equivalencia con CO_2 , utilizando los factores de conversión correspondientes.
 6. Se realiza la contabilidad del CO_2e por la producción de energía eléctrica y térmica al utilizar las tecnologías propuestas (sumatoria).

2.3.1 Factor de emisión del sector eléctrico nacional.

En este estudio se utilizó el factor de emisión eléctrico calculado por el *programa GEI México*, el cual se basa en las metodologías de la Asociación de Técnicos y Profesionistas en Aplicación Energética (ATPAE) así como la Metodología Consolidada Aprobada por la Junta Ejecutiva del Mecanismo para el Desarrollo Limpio “ACM0002”. Esta metodología se describe a continuación:

- Se calculan las emisiones de gases de efecto invernadero para cada planta p , que utiliza un determinado tipo de combustible i , esto es:

$$Emisiones_p = \sum Consumo\ de\ combustible_{p,i} * FEC_i \quad (2.44)$$

- Posteriormente se calcula la generación neta total para todas las plantas. Esta se define como la energía eléctrica entregada a la red de transmisión y se calcula como la generación bruta menos la energía utilizada para usos propios.
- Finalmente se calcula el factor de emisión de gases de efecto invernadero de todas las plantas (esto es el factor promedio del sector eléctrico mexicano), el cual se obtiene como:

$$FEE = \frac{\sum Emisiones_p}{\sum Generación\ neta_p} \quad (2.45)$$

donde:

FEC Factor de emisión de combustible, dado por defecto en la metodología de nivel 1. Vea [17], ton CO_2e

FEE Factor de emisión de electricidad promedio, ton CO_2e/MWh .

2.3.2 Mecanismo de desarrollo limpio.

Como dato adicional se pretende informar del proyecto de mecanismo de desarrollo limpio al que se pudiera inscribir los proyectos analizados y el posible acceso a las Reducciones Certificadas de Emisiones¹⁴ (CER's por sus siglas en inglés).

En nuestro caso de estudio se esperaría que el proyecto MDL que aplicaría corresponda a un proyecto MDL a pequeña escala, que de acuerdo con la clasificación estos pueden ser de tres tipos:

- **Tipo I:** Actividades de proyectos de energías renovables con una capacidad máxima de producción equivalente a 15 MW (o equivalente apropiado).
- **Tipo II:** Actividades de proyectos de mejora de la eficiencia energética que reduzcan el consumo de energía, por el lado de la oferta y/o de la demanda, con un máximo equivalente de 15GWh/año.
- **Tipo III:** Actividades de otros proyectos que reduzcan las emisiones antropogénicas por las fuentes y emitan directamente menos de 15Kt de CO_2e por año.

En la figura 2.7 se muestra un resumen en diagrama de flujo para la formulación e implementación de proyectos MDL, así como los responsables de cada actividad desde su inicio con el *Formato del Documento de Diseño de un Proyecto MDL* (PDD-CDM por sus siglas en inglés) hasta la determinación de las *Reducciones Certificadas de Emisiones* por parte de la Junta Ejecutiva.

¹⁴ Es común llamar a las reducciones certificadas de emisiones, bonos de carbono, los cuales son un beneficio económico resultado de la venta de dióxido de carbono equivalente anual, desde los países no pertenecientes al Anexo I a los países pertenecientes al Anexo I y que ratificaron el protocolo de Kioto.

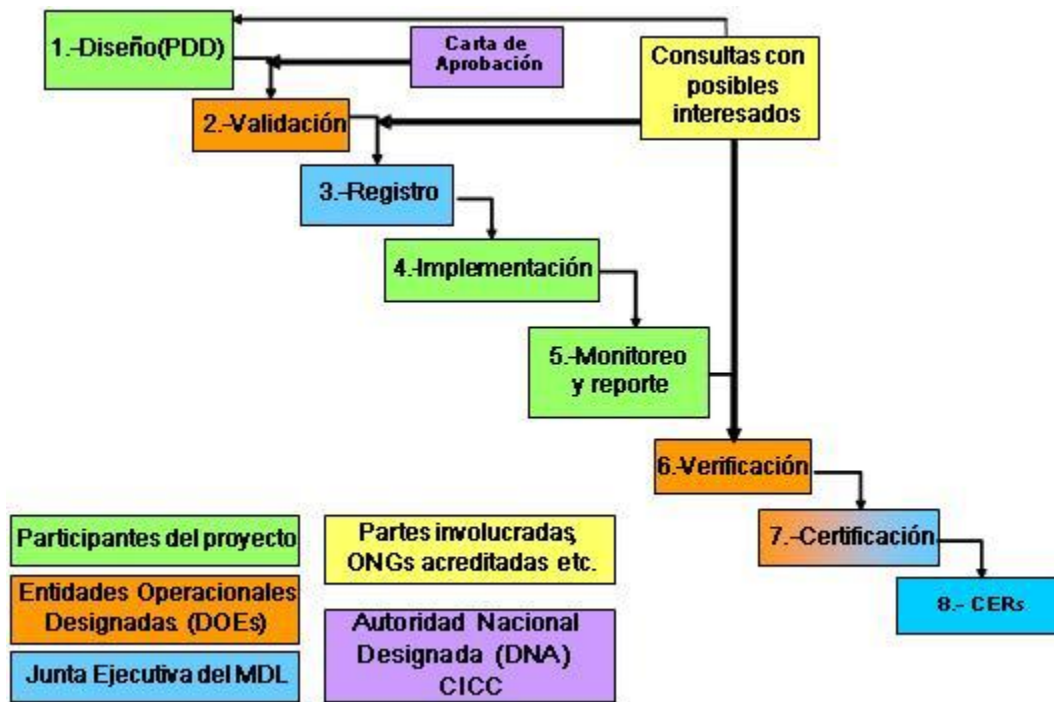


Figura 2.7. Flujograma para la formulación e implementación de proyectos MDL. Tomada de [13].

Finalmente es necesario aclarar que existen metodologías establecidas para el monitoreo y la línea de base para los diferentes tipos de proyectos MDL por parte de la *Secretaría de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre Cambio Climático*, la cual establece la principal información sobre la Convención, el Protocolo de Kioto y su aplicación. Existe una clasificación para proyectos a pequeña escala, donde nuestro caso de estudio pudiera quedar en la siguiente:

- Methane recovery in wastewater treatment.

Donde esta metodología toma en cuenta la recuperación de biogas de materia orgánica biogénica en aguas residuales por medio de una, o la combinación de las siguientes opciones:

1. Sustitución de los sistemas de tratamiento aerobio para lodos o aguas residuales por sistemas anaerobios con recuperación y combustión de biogas.
2. Introducción de sistemas anaerobios para tratamiento de lodos con recuperación y combustión de biogas para una planta de tratamiento de aguas residuales existente sin tratamiento de lodos.
3. Introducción de un sistema de recuperación y combustión de biogas a un sistema existente de tratamiento de lodos.
4. Introducción de recuperación y combustión de biogas para un sistema existente de tratamiento de aguas residuales tales como un reactor anaerobio, lagunas, tanques sépticos, etc.
5. Otros.

La recuperación de biogas de las opciones mencionadas puede ser utilizado para las siguientes aplicaciones en lugar de la combustión en quemadores:

- a. Generación directa de energía térmica o eléctrica.
- b. Generación de energía térmica o eléctrica después del envasado de biogas enriquecido.
- c. Generación de energía térmica o eléctrica después del enriquecido y distribución.
- d. Producción de Hidrógeno [14].

Para mayor información sobre la implementación de los proyectos de mecanismo de desarrollo limpio, se invita a consultar la *Guía latinoamericana para proyectos MDL*, la cual describe los pasos para formular e implementar un proyecto MDL.

En el capítulo 3, se describen algunas tecnologías que pueden ser utilizadas para la recuperación de biogas y en el capítulo 5, se presentan los resultados de la metodología descrita en el presente capítulo a la tecnología propuesta.

Referencias Bibliográficas.

- [1] Kotas, T., "The exergy method of thermal plant analysis", Krieger Publishing Company, 1995, ISBN: 0-89464-946-9, pp. 29-30, 32,.
- [2] Ahern, J., "The exergy method of energy systems analysis", John Willey & Sons, 1980, ISBN: 0-471-05494-1, pp. 33.
- [3] Cengel, Y., Boles, M., "Termodinámica", Mc Graw Hill, Quinta Edición, 2006, ISBN-10: 970-10-5611-6, ISBN-13: 978-970-10-5611-0. pp. 425, 440.
- [4] Rivero, R., Anaya, A., "Exergy analysis of industrial processes. Energy-Economy-Ecology", Latin American Applied Research, 1997, pp. 191-205.
- [5] Rivero, R., Garfias M., "Standard chemical exergy of elements updated" Energy, Vol. 31, 2006, pp. 3310-3326.
- [6] Riggs, J., Bedworth, D., Randhawa, S., "Ingeniería económica", Alfaomega grupo editor, 4ª Edición, 2002, ISBN: 970-15-0639-1.
- [7] Coss, R., "Análisis y evaluación de proyectos de inversión", Limusa, Grupo Noriega editores, 2ª Edición, 2005, ISBN: 968-18-1327-8.
- [8] Thuesen, H., Fabrycky, W., Thuesen, G., "Ingeniería económica", Prentice-Hall Hispanoamérica, 1986, ISBN: 968-880-024-4.
- [9] Pérez-Carballo, J., "Control de la gestión empresarial. Textos y casos", Esic Editorial, 7ª Edición, 2008, ISBN: 978-84-7356-527-1.
- [10] Gitman, L., "Principios de administración financiera", Pearson Educación, 10ª Edición, 2003, ISBN: 970-26-0428-1.
- [11] CFE, Subdirección de programación. Coordinación de evaluación, "Costos y parámetros de referencia para la formulación de proyectos de inversión en el sector eléctrico, 28ª Edición, 2008.
- [12] IPCC 2006, "2006 IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories, Prepared by the National Greenhouse Gas Inventories Programme, Eggleston H. S., Buendia L., Miwa K., Ngara T., and Tanabe K. (eds). Published: IGES, Japan.
- [13] SEMARNAT, "http://www.semarnat.gob.mx/queessearnat/politica_ambiental/cambioclimatico/PublishingImages/MDL/flujograma.JPG".
- [14] Approved Baseline and Monitoring Methodologies, <http://cdm.unfccc.int/UserManagement/FileStorage/ANF0MTK4BHZC907IEY68P5DJ2VRQ3X>.

3. MODIFICACIÓN DE TECNOLOGÍAS PARA EL USO DE BIOGAS.

El biogas producido mediante la digestión anaerobia puede ser utilizado para la generación de energía eléctrica o térmica (así como sistemas de cogeneración), iluminación, cocción de alimentos y como combustible para automóviles. En la actualidad existen tecnologías maduras que han sido probadas con éxito para el aprovechamiento de este combustible, las cuales serán descritas en el presente capítulo.

3.1 Tecnologías de aprovechamiento de biogas.

3.1.1 Iluminación, cocción de alimentos y calentamiento.

El uso del biogas en la iluminación, ha tenido muy poco éxito en los países industrializados, donde el biogas ha sido aprovechado principalmente para la producción de energía eléctrica y térmica, sin embargo, países como China y la India han aprovechado este recurso energético en el diseño de sistemas de iluminación y cocción.

Básicamente, existen dos formas diferentes para usar el biogas para iluminación: a flama abierta y por mantos incandescentes, el último es mucho más efectivo y da una intensidad de luz de alrededor de dos veces que el de flama abierta, para un mismo consumo de gas. En la figura 3.1, se muestran estos dos dispositivos que se aprovechan en la aplicación descrita.

El biogas puede ser usado para combustión directa con propósitos de calentamiento ya sea en quemadores atmosféricos o en quemadores de tiro forzado.

Quemadores atmosféricos: El flujo primario de aire es inducido por la caída de presión (efecto Venturi) debido al gas que pasa a través de una boquilla calibrada (inyector). Después de la cámara de mezclado, existe una recuperación de presión en un difusor y el gas mezclado es quemado en la cabeza del quemador con la contribución de aire secundario transportado por la misma flama. El Bunsen es el más conocido de estos quemadores, los cuales son ampliamente usados para cocción en hogares, calderas de agua y calentadores.

Quemadores de tiro forzado: En este tipo de quemadores, el aire primario es suministrado por un soplador (1) en la parte superior de la boquilla del quemador, donde el inyector (2) está colocado. La estabilidad de flama se alcanza por aparatos mecánicos como la “garganta” (3) y el “sostenedor de flama” (4). Para iniciar la combustión, un arco eléctrico es creado entre los electrodos (5) y (6) [1].

Las características de los quemadores atmosféricos y de tiro forzado se muestran en la figura 3.2, así como algunos tipos de sopladores.



Figura 3.1 Lámparas de biogas, tipo flama abierta y tipo manto incandescente.

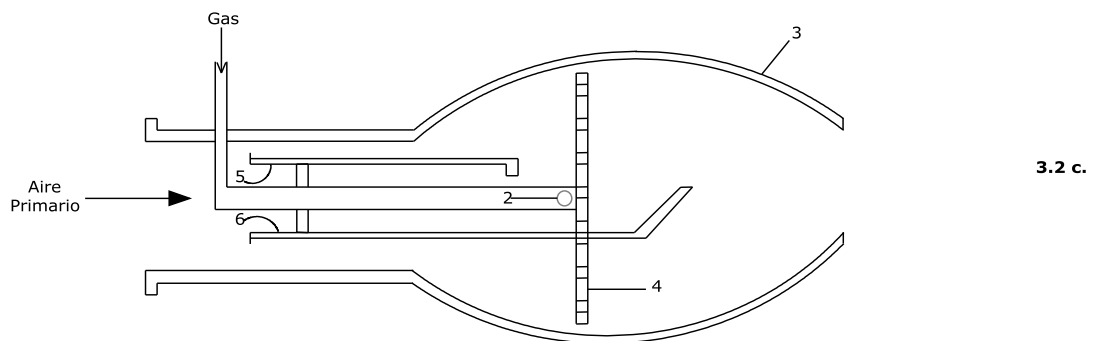
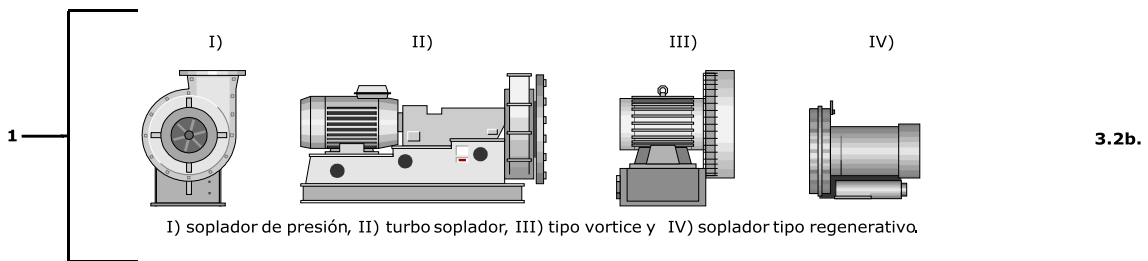
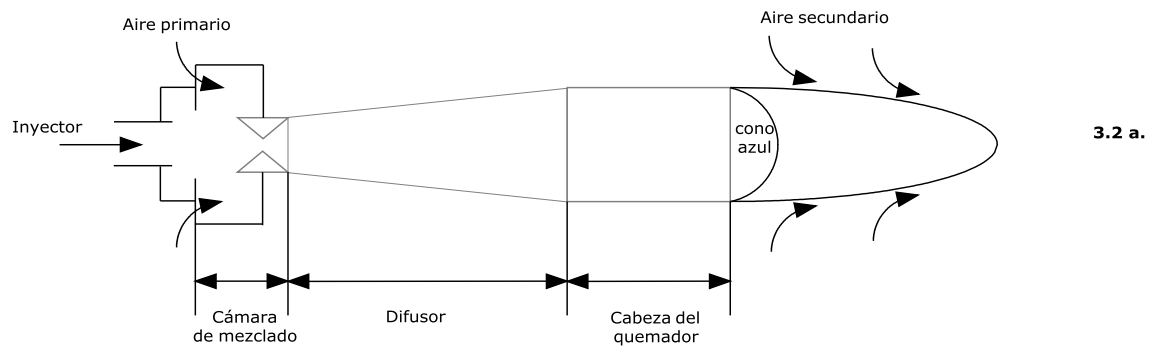


Figura 3.2 a) Quemador atmosférico [1], 9 b) Tipos de sopladores [1] y 9 c) Quemador de tiro forzado [1].

3.1.2 Máquinas de Combustión Interna

En esta sección se prestará atención a los principios que rigen el funcionamiento de una máquina de combustión interna definida por su ciclo termodinámico. Las máquinas que se estudiarán son las de ignición o encendido por chispa y las de encendido por compresión.

Ciclos ideales de aire estándar.

Sin importar si una máquina de combustión interna opera en un ciclo de dos tiempos o cuatro tiempos, esta funciona por ignición o compresión, y sigue el comportamiento de un ciclo mecánico no de un ciclo termodinámico. Sin embargo, la eficiencia térmica de dichos motores se evalúa por comparación con la eficiencia térmica de los ciclos de aire estándar.

Encendido por chispa - Ciclo ideal de aire estándar Otto.

El ciclo Otto ideal es usualmente usado como una base de comparación para el motor de encendido por chispa y para motores de compresión de alta velocidad. El ciclo consiste de cuatro procesos, los cuales se describen según la ref. [2]:

- 1-2. Compresión isentrópica de aire a través de una relación de volumen V_1/V_2 , relación de compresión, r_v
- 2-3. Adición de calor Q_{2-3} a volumen constante
- 3-4. Expansión isentrópica de aire al volumen original
- 4-1. Rechazo de calor Q_{4-1} a volumen constante para completar el ciclo.

Los procesos de expansión y compresión se realizan en condiciones adiabáticas.

En la figura 3.3 se muestran los diagramas P-v y T-s del ciclo de aire ideal Otto.

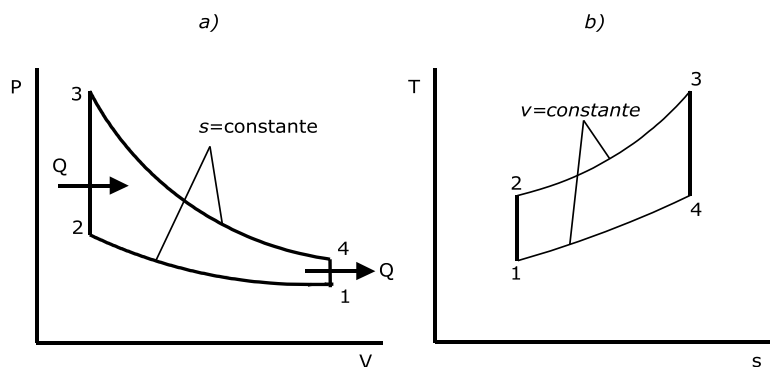


Figura 3.3. Diagramas: a) P-v y b) T-s para un ciclo Otto de aire estándar.

Donde la eficiencia del ciclo Otto, η_{Otto} , según [2]es:

$$\eta_{Otto} = \frac{W}{Q_{2-3}} = \frac{Q_{2-3} - Q_{4-1}}{Q_{2-3}} = 1 - \frac{Q_{4-1}}{Q_{2-3}} \quad (3.1)$$

Sabiendo que la transferencia de calor está dada por:

$$Q_{2-3} = mc_v(T_3 - T_2), \quad y \quad Q_{4-1} = mc_v(T_4 - T_1) \quad (3.2)$$

Tenemos que la eficiencia del ciclo Otto está dada por:

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_2}\right) \frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1} \quad (3.3)$$

Si se utilizan las relaciones de isoentropia se observa que la eficiencia del ciclo Otto depende de la relación de compresión del motor y las capacidades térmicas específicas:

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (3.4)$$

donde r , es la relación de compresión y se define como:

$$r \equiv \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad (3.5)$$

y k es el cociente de las capacidades térmicas específicas $k \equiv \frac{c_p}{c_v}$.

Existen dos versiones de este tipo de motor: dos y cuatro tiempos¹⁵, en el primer caso el trabajo se realiza de la siguiente manera:

El *motor de dos tiempos* requiere dos carreras de pistón o una sola revolución por cada ciclo. El pistón durante su carrera descubre las lumbreras de escape colocadas en la pared del cilindro, o bien, las válvulas de escape en la cabeza del cilindro se abren cerca del final de la carrera de expansión (de 60 a 88%), con lo cual se permite el escape de los gases a la atmósfera y al mismo tiempo se reduce la presión en el cilindro. La carga de aire o mezcla de combustible fluye en el interior y es comprimida en un compartimiento separado del cárter para cada cilindro, por un compresor o un soplador hasta una presión ligeramente superior a la atmosférica. Las lumbreras de admisión son descubiertas con el movimiento del émbolo, o bien, las válvulas de admisión son abiertas poco después de las de escape y la carga comprimida fluye en el interior del cilindro, impulsando la mayor parte de los gases de la combustión, aun cuando una pequeña parte de la carga escapa con ellos [3]. Por tanto en el motor de dos tiempos la admisión y compresión hacen un ciclo mientras que la expansión y la expulsión otro ciclo.

¹⁵ Se le llama tiempo a los desplazamientos que realiza el pistón requeridos para completar un ciclo.

El *motor de cuatro tiempos* requiere cuatro carreras del pistón o dos revoluciones del cigüeñal por ciclo. Este tipo de ciclo se emplea en forma casi exclusiva en motores de automóviles, tractores y aviones en todos los tipos y tamaños, y trabaja de la siguiente manera:

1. **Admisión:** Al inicio de este tiempo el pistón se encuentra en el PMS (Punto Muerto Superior). En este momento la válvula de admisión se encuentra abierta y el pistón, en su carrera o movimiento hacia abajo va creando un vacío dentro de la cámara de combustión a medida que alcanza el PMI (Punto Muerto Inferior). El vacío que crea el pistón en este tiempo, provoca que la mezcla aire-combustible que envía el carburador al múltiple de admisión penetre en la cámara de combustión del cilindro a través de la válvula de admisión abierta.
2. **Compresión:** Una vez que el pistón alcanza el PMI el árbol de leva, que gira sincrónicamente con el cigüeñal y que ha mantenido abierta hasta este momento la válvula de admisión para permitir que la mezcla aire-combustible penetre en el cilindro, la cierra. En ese preciso momento el pistón comienza a subir comprimiendo la mezcla de aire y gasolina que se encuentra dentro del cilindro.
3. **Explosión:** Una vez que el cilindro alcanza el PMS y la mezcla aire-combustible ha alcanzado el máximo de compresión, salta una chispa eléctrica en el electrodo de la bujía, que inflama dicha mezcla y hace que explote. La fuerza de la explosión obliga al pistón a bajar bruscamente y ese movimiento rectilíneo se transmite por medio de la biela al cigüeñal, donde se convierte en movimiento giratorio y trabajo útil.
4. **Escape:** El pistón, que se encuentra ahora de nuevo en el PMI después de ocurrido el tiempo de explosión, comienza a subir. En ese momento la válvula de escape se abre y los gases acumulados dentro del cilindro, producidos por la explosión, son arrastrados por el movimiento hacia arriba del pistón, atraviesan la válvula de escape y salen hacia la atmósfera.

La figura 3.4 se muestra la operación de un motor de cuatro tiempos y la figura 3.5, el comportamiento de un ciclo Otto real en un diagrama P-v.

Encendido por compresión - Ciclo ideal de aire estándar Diesel.

En el ciclo diesel en lugar de la adición de calor a volumen constante como sucede en el ciclo Otto, se tiene a presión constante. Con la combinación de una alta relación de compresión, que causa la auto ignición del combustible, y los picos de presión de la combustión a volumen constante que pueden ser muy altos. Este ciclo consiste de cuatro procesos que son:

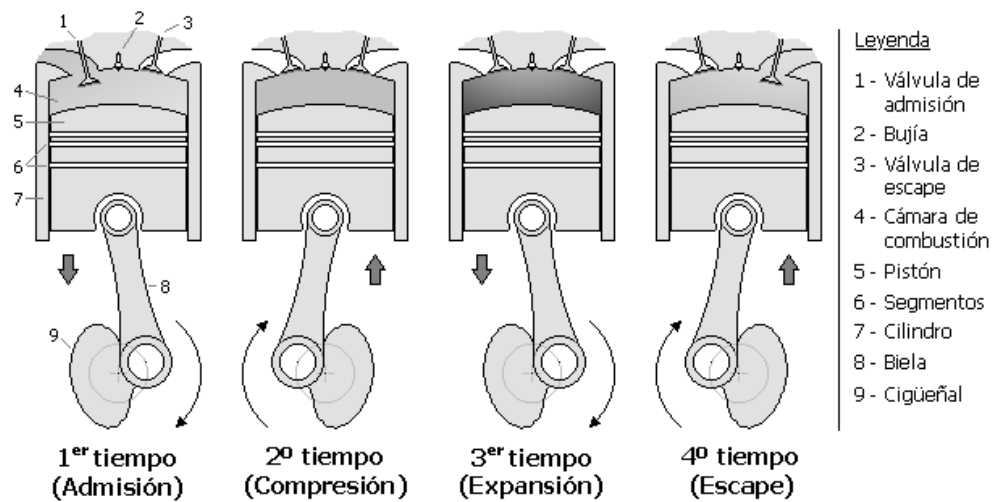


Figura 3.4. Descripción de los ciclos desarrollados por el motor de cuatro tiempos.

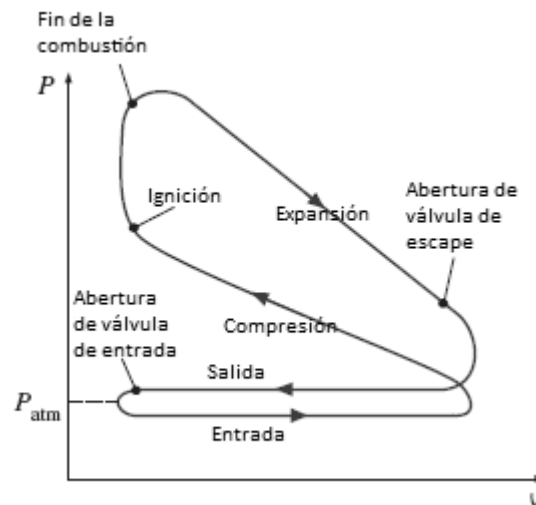


Figura 3.5. Diagrama P-v de un ciclo Otto real

- 1-2. Compresión isentrópica de aire a través de una relación de volumen V_1/V_2 , relación de compresión, r_v
- 2-3. Adición de calor Q_{2-3} a presión constante mientras el volumen se expande en una relación V_3/V_2 , relación de corte, α
- 3-4. Expansión isentrópica de aire al volumen original
- 4-1. Rechazo de calor Q_{4-1} a volumen constante para completar el ciclo [2].

La eficiencia del ciclo Diesel, η_D , es:

$$\eta_D = \frac{W}{Q_{2-3}} = \frac{Q_{2-3} - Q_{4-1}}{Q_{2-3}} = 1 - \frac{Q_{4-1}}{Q_{2-3}} \quad (3.6)$$

Las ecuaciones (3.1) y (3.6) tienen forma similar, sin embargo, cuando se desarrolla para cada caso vemos que la eficiencia en el ciclo Diesel no solo depende de la relación de compresión y las capacidades térmicas específicas. Además la transferencia de calor para este ciclo viene dada por:

$$Q_{2-3} = mc_p(T_3 - T_2), \quad y \quad Q_{4-1} = mc_v(T_4 - T_1) \quad (3.7)$$

$$\eta_D = 1 - \frac{1}{k} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (3.8)$$

Si se utilizan las relaciones de isoentropía para los procesos 1-2, 3-4 y se sabe que el proceso 2-3 ocurre sobre una isóbara, podemos obtener las temperaturas en términos de T_1 :

$$T_2 = T_1 r_v^{k-1}, \quad T_4 = \alpha^k T_1, \quad T_3 = \alpha r_v^{k-1} T_1 \quad (3.9)$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (3.8) y desarrollando obtenemos que la eficiencia del ciclo Diesel es:

$$\eta_D = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \left[\frac{\alpha^k - 1}{k(\alpha - 1)} \right] \quad (3.10)$$

La ecuación (3.10) indica que el rendimiento térmico de un ciclo teórico Diesel es fundamentalmente función de la relación de compresión r_v , de la relación de corte α y del cociente de capacidades térmicas específicas k .

El término entre corchetes de la ecuación (3.10) es siempre igual o mayor que la unidad. Por tanto, para la misma relación de compresión y cuando α es mayor que la unidad,

$$\eta_{Otto} > \eta_D$$

En el límite, cuando $\alpha=1$, el término entre corchetes es igual a la unidad y los rendimientos térmicos de los ciclos Otto y Diesel son iguales [4]. El comportamiento de un ciclo Diesel en diagramas P-v y T-s se observa en la figura 3.6.

En los motores de encendido por compresión, se emplean combustibles líquidos de baja volatilidad que varían desde los aceites combustibles y destilados, hasta el petróleo crudo, las relaciones de compresión se encuentran entre 11.5:1 y 22:1 y las presiones de compresión entre 2760 y 4830 kPa. Algunas ventajas de estos motores son: bajo consumo específico de combustible, elevada eficiencia térmica a cargas parciales, posible costo del combustible más bajo, no tienen el

problema del pre encendido, a cargas bajas y moderadas, la emisión de CO y otros hidrocarburos es insignificante, adaptabilidad para trabajar en dos tiempos y una gran vida útil [3] .

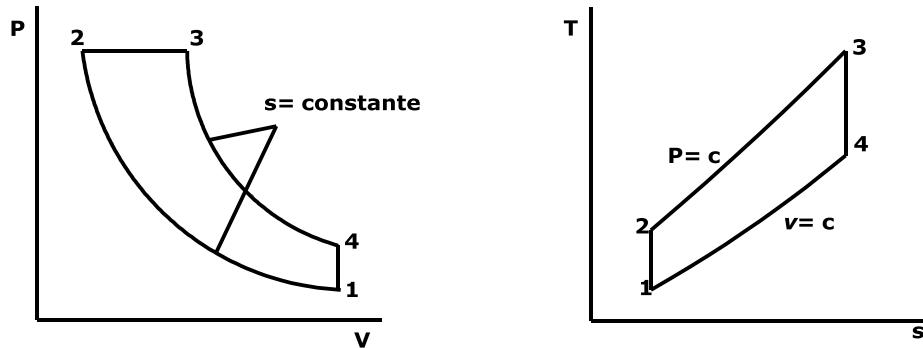


Figura 3.6. Diagramas P-V y T-s de un ciclo Diesel de aire estándar.

Existen parámetros adicionales que nos permiten entender el comportamiento real de las máquinas de combustión interna, los cuales se detallan a continuación:

- a) *Presión efectiva media indicada.* La presión media efectiva es una medida del trabajo de salida indicado por unidad de volumen de cilindro desplazado, en una forma independiente del tamaño y número de cilindros en el motor y la velocidad del motor. La presión media efectiva indicada se define como:

$$\bar{p}_i = \frac{\text{trabajo de salida indicado por cilindro por ciclo mecánico}}{\text{Volumen desplazado por cilindro}}, \left(\frac{N}{m^2} \right) \quad (3.11)$$

- b) *Presión efectiva media de freno.* El trabajo de salida de un motor es llamada potencia de freno, b.p., por sus siglas en inglés y es menor que la potencia indicada debido a:
- Pérdidas mecánicas debido a la fricción en el cilindro-pistón.
 - Pérdidas mecánicas debido a equipo auxiliar (cojinetes, levas, etc).

$$\bar{p}_b = \frac{\text{Trabajo de salida de freno por cilindro por ciclo mecánico}}{\text{Volumen desplazado por cilindro}}, \left(\frac{N}{m^2} \right) \quad (3.12)$$

$$\text{Potencia de freno} = \bar{p}_b LAN' = \bar{p}_b (LAN)n^* = \bar{p}_b V_s N^* \quad (3.13)$$

L es el ciclo del pistón (m), A es el área del pistón (m^2), n es número de cilindros, V_s el volumen desplazado del motor (m^3), N' es el número de ciclos mecánicos de operación por segundo (para todos los pistones) y $N^* = N' / n$.

- c) *Eficiencia mecánica, η_m y presión efectiva media friccional.* La diferencia entre el trabajo indicado y el trabajo de freno es explicada por la fricción, y el trabajo hecho en el manejo de equipos especiales tales como la bomba de aceite lubricante. La presión efectiva media de fricción, \bar{p}_f , es la diferencia entre la presión efectiva media indicada y la presión efectiva media de freno:

$$\bar{p}_f = \bar{p}_i - \bar{p}_b \quad (3.14)$$

y la eficiencia mecánica es definida como:

$$\eta_m = \frac{\text{Potencia de freno}}{\text{Potencia indicada}} \quad (3.15)$$

- d) *Eficiencia indicada*. La potencia real desarrollada por el fluido de trabajo en el pistón, es llamada trabajo o potencia indicada, la cual es claramente menor que la eficiencia evaluada por el ciclo termodinámico, ya que no contempla el comportamiento no ideal del conjunto cilindro-pistón. La eficiencia indicada η_i , es la relación entre el trabajo indicado y la energía de entrada.

$$\eta_i = \frac{\dot{W}_i}{\dot{m}_f P.C.} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_f P.C. \eta_m} = \frac{\eta_0}{\eta_m} \quad (3.16)$$

\dot{W}_i es la potencia indicada, \dot{m}_f velocidad de flujo másico de combustible, $P.C.$ poder calorífico del combustible, \dot{W} es la potencia de salida y η_0 es la eficiencia global arbitraria.

- e) Consumo específico de combustible. Se define como la velocidad de consumo de combustible por unidad de potencia de freno. El consumo específico de combustible es inversamente proporcional a la eficiencia de freno (relación entre la potencia de freno y el calor de entrada). Este parámetro es a menudo utilizado para evaluar el comportamiento de un motor.

Como se ha mencionado debido a que las máquinas de combustión interna siguen un ciclo mecánico y no un ciclo termodinámico (ya que el punto inicial y final son termodinámicamente diferentes), el rendimiento de estos equipos debe evaluarse desde un punto de vista que permita determinar el alejamiento de estos equipos con un sistema de referencia definido, el análisis que nos permite determinar entonces el rendimiento del equipo de una manera real es el análisis de exergía (el cual fue explicado en el capítulo dos de este trabajo).

3.1.3 Turbinas de Gas.

Las turbinas de gas son equipos que se acercan al funcionamiento del ciclo Brayton, donde se aprovecha la energía química de un combustible (generalmente hidrocarburos) para producir trabajo útil en un eje.

Existen dos clasificaciones del ciclo Brayton: *ciclo abierto* y *ciclo cerrado*. La diferencia entre ellos, es que los gases de la combustión utilizados para mover los álabes de la turbina, en el ciclo abierto son enviados hacia la atmósfera, teniendo que introducirse continuamente aire nuevo al compresor. Mientras que en el ciclo cerrado estos gases intercambian calor hasta alcanzar su temperatura y presión inicial para volver a iniciar el ciclo. Los procesos reversibles en el ciclo ideal Brayton son los siguientes:

- 1-2. Compresión adiabática, realizada en el compresor
- 2-3. Adición de calor a presión constante, proceso llevado a cabo en la cámara de combustión
- 3-4. Expansión adiabática, en la turbina
- 4-1. Cesión de calor a presión constante, se realiza en la atmósfera (en el ciclo abierto).

En la figura 3.7, se observa el comportamiento en diagramas P-V y T-s para este ciclo.

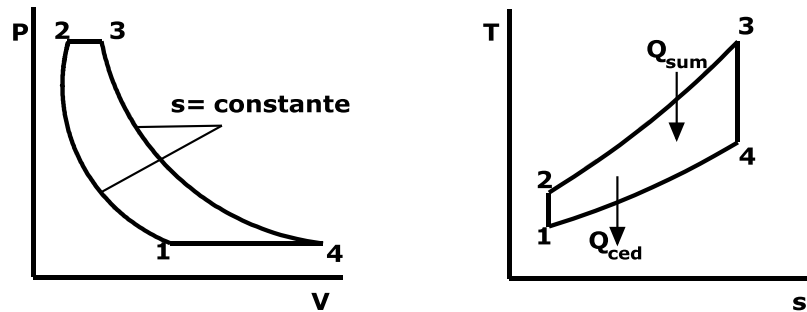


Figura 3.7 Diagramas P-V y T-s de un ciclo Brayton.

En el análisis teórico de este ciclo simple se considera que el fluido de trabajo es aire a lo largo de todo el ciclo. Aunque el ciclo real tiene desviaciones del ciclo teórico, éste, sin embargo, permite un análisis sencillo de los procesos y unos cálculos fáciles de la eficiencia, del trabajo, del consumo específico y de la potencia específica, en función de la relación de presiones y de las temperaturas de entrada al compresor y de entrada a la turbina, cuyos valores son de gran utilidad al proyectista de una máquina real [5].

La eficiencia del ciclo Brayton se define como:

$$\eta_{Brayton} = 1 - \frac{W}{Q_{sum}} \quad (3.17)$$

Poniéndolo en términos de los equipos que intervienen en el ciclo:

$$\eta_{Brayton} = 1 - \frac{Q_{sum} - Q_{ced}}{Q_{sum}} = \frac{W_n}{Q_{sum}} = \frac{W_T - W_C}{Q_{sum}} \quad (3.18)$$

donde:

Q_{sum} = Calor absorbido a presión constante en la cámara de combustión.

Q_{ced} = Calor cedido a presión constante en la atmósfera (ciclo abierto).

W_n = Trabajo neto del ciclo.

W_T = Trabajo de la turbina.

W_C = Trabajo del compresor.

Cuando se evalúa cada término de la ecuación (3.18) resulta ser una diferencia de entalpías para cada proceso. Ahora, si se supone al aire como gas ideal y la relación de capacidades térmicas específicas, k , como constante tendremos que la eficiencia del ciclo Brayton queda expresada en términos de temperaturas es decir:

$$\eta_{Brayton} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \frac{T_4}{T_1} - 1}{T_2 \frac{T_3}{T_2} - 1} \quad (3.19)$$

Si se utilizan las relaciones de isoentropía, y además sabemos que $P_2=P_3$ y $P_1=P_4$ tenemos :

$$\eta_{Brayton} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \quad (3.20)$$

donde $r_p \equiv \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4}$, es la relación de presiones o definida por otros autores como la relación de compresión (diferente que la definida para el ciclo Otto). La ecuación (3.20) ha sido representada gráficamente en la figura 3.8 para el caso particular de aire con $k=1.39$ y r_p desde 1 hasta 14¹⁶.

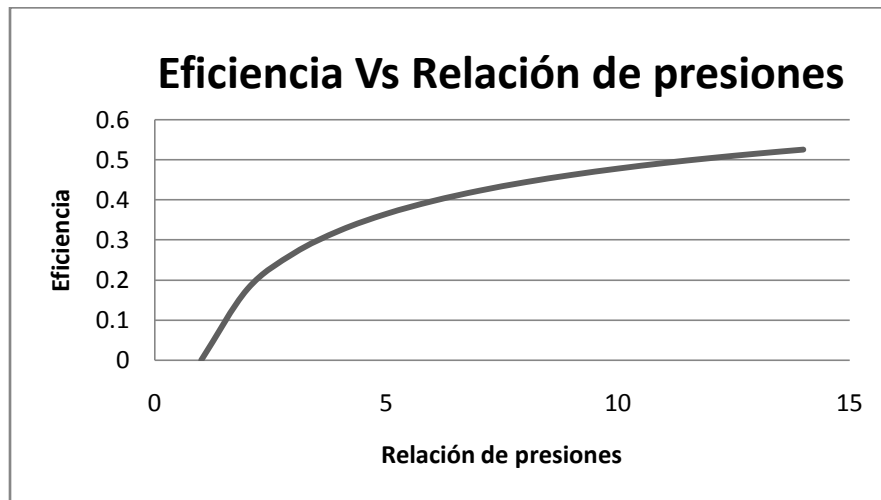


Figura 3.8. Eficiencia (rendimiento térmico) frente a la relación de presiones de un ciclo Brayton de aire estándar.

De acuerdo con la figura 3.8 el rendimiento del ciclo ideal aumenta constantemente al aumentar la relación de presiones r_p , o lo que es lo mismo, para una temperatura determinada T_1 del medio ambiente el rendimiento del ciclo ideal aumenta al aumentar la temperatura de salida del aire del compresor T_2 . El rendimiento del ciclo ideal, sólo depende de la relación de presiones, y en particular no depende de la temperatura T_3 más alta del ciclo, que es la temperatura de entrada del gas en la turbina [6].

¹⁶ De acuerdo con [4] el intervalo característico de valores de r_p para motores de turbina de gas es de 5-20.

Es necesario aclarar, que debido al gran tamaño de las turbinas de gas, se vuelve inviable la modificación de estos equipos para que funcionen con biogas para sistemas de generación distribuida a pequeña escala, y se ha optado por construir microturbinas¹⁷, que pueden optar por este tipo de combustible. Su ciclo termodinámico corresponde al descrito previamente en esta sección, y las modificaciones requeridas por esta tecnología serán descritas más adelante.

La figura 3.9, describe las características de una microturbina marca Capstone, con una capacidad de 65 kWe, que funciona bajo los principios previamente descritos.

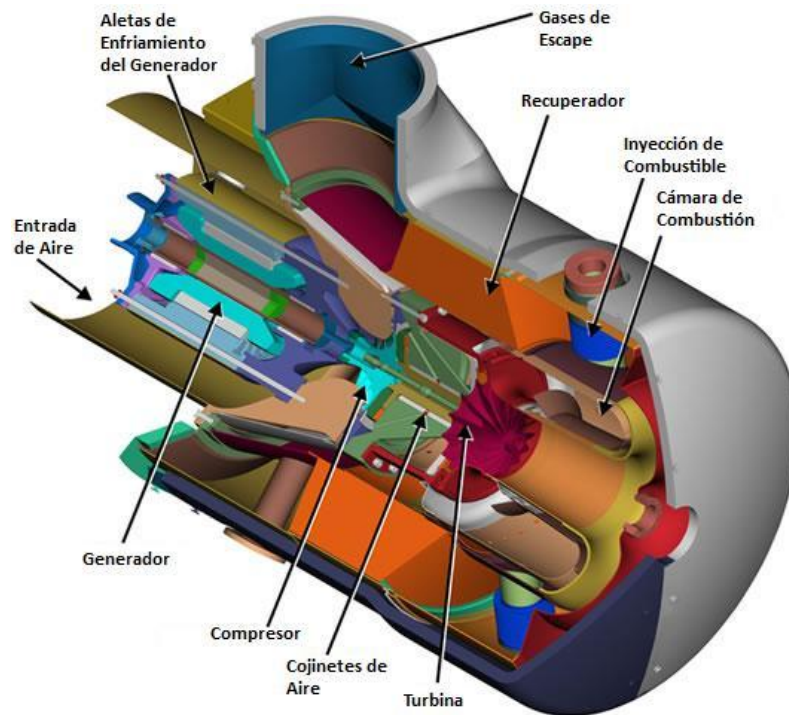


Figura 3.9 Componentes de una microturbina Capstone de 65 kWe. Tomada y adaptada de www.capstoneturbine.com.

3.1.4 Sistemas de Cogeneración.

Los sistemas termodinámicos que hemos analizado tienen baja eficiencia, la cual se debe principalmente a dos contribuciones:

1. Irreversibilidades dentro del sistema.
2. Desecho de energía hacia el medio ambiente.

¹⁷ De acuerdo con [7] una microturbina es un pequeño y compacto turbo-generador de alta velocidad de entre 28 y 200kWe.

Una forma adecuada para aumentar la eficiencia global del sistema, es la recuperación de ese desecho de energía por sistemas como: intercambiadores de calor, sistemas de refrigeración por absorción, etc. Con el objeto de producir energía (térmica o eléctrica).

Por lo tanto, un sistema de cogeneración se define en su forma más sencilla como: la generación simultánea de electricidad y energía térmica con un mismo recurso energético. En algunas aplicaciones industriales se genera electricidad, se aprovecha energía térmica de alta temperatura y energía térmica de baja temperatura, a estos sistemas suele llamarse trigeneración (o la producción simultánea de electricidad, calor y frío).

En la figura 3.10 se observa un sistema de cogeneración en el cual se produce energía eléctrica y térmica, acoplando un refrigerador por absorción a un ciclo Brayton.

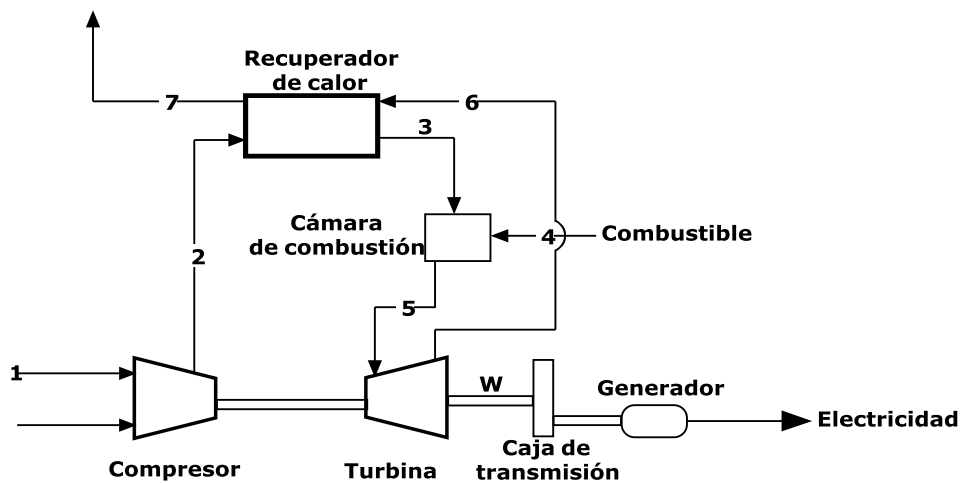


Figura 3.10 Cogeneración en un ciclo Brayton, al acoplar un refrigerador por absorción.

Es común evaluar el desempeño de estos sistemas utilizando un parámetro llamado *factor de utilización de energía*, EUF^{18} , y no la eficiencia del ciclo como fue definida para los ciclos Otto, Diesel y Brayton. Matemáticamente EUF se define como:

$$EUF = \frac{W + Q_u}{Q_{sum}} \quad (3.21)$$

donde Q_u es el calor útil que se emplea para producir una carga de calor requerida. En algunas ocasiones se ha optado por darle un “peso” al factor de utilización de energía, debido a que resulta más cara la producción de energía eléctrica que la energía térmica.

Otro parámetro utilizado para la evaluación de estos sistemas es la *relación de ahorros de la energía del combustible*, $FESR^{19}$, el cual implica la comparación entre el combustible requerido para proveer las cargas de electricidad y de calor en la planta de cogeneración con el requerido en

¹⁸ EUF : Por sus siglas en inglés (Energy utilisation factor).

¹⁹ $FESR$: por sus siglas en inglés de Fuel Energy Savings Ratio

una planta convencional por separado para proveer las mismas cargas, es decir, una estación eléctrica convencional y una caldera [8]. Entonces el ahorro de energía de combustible es:

$$\Delta F = \frac{Q_u}{\eta_c} + \frac{W}{\eta_{pc}} - F \quad (3.22)$$

Y la relación de ahorros de la energía del combustible (FESR) es definida como la relación de los ahorros (ΔF) a la energía de combustible requerida en la planta convencional

$$FESR = \frac{\Delta F}{\left(\frac{Q_u}{\eta_c} + \frac{W}{\eta_{pc}}\right)} \quad (3.23)$$

donde η_c es la eficiencia de la caldera, η_{pc} la eficiencia total o global de la planta convencional y F es la energía de entrada del combustible (o el poder calorífico por el flujo másico).

En este trabajo se utilizó el análisis de exergía²⁰, mediante sus diferentes parámetros comparativos como es la efectividad, rendimiento, potencial de mejoramiento, etc. para comparar los diferentes sistemas energéticos en los cuales se puede utilizar biogas como combustible, incluyendo los sistemas de cogeneración. Los parámetros de evaluación desde los ciclos ideales de aire estándar hasta los sistemas de cogeneración fueron descritos con la finalidad de dar a conocer al lector los principios termodinámicos por primera ley que han sido aplicados a estos sistemas. En la tabla 3.1 se presenta un resumen de algunos componentes de sistemas de cogeneración y el parámetro de comparación que ha sido utilizado para su evaluación. Tabla adaptada de [8].

Las tecnologías aquí descritas representan los usos más comunes de aprovechamiento de este recurso energético, sin embargo, existen otras aplicaciones en las que el biogás puede ser aprovechado para modificar el entorno de un sistema (producir trabajo). Como ejemplo podemos enlistar el biogás como combustible automotriz o el biogas utilizado en un quemador como recurso energético para un calentador-enfriador por absorción de doble efecto que puede proveer agua fría para refrigeración y enfriamiento de espacios y/o agua caliente para procesos industriales y calentamiento de espacios.

Tabla 3.1. Criterios convencionales para la evaluación de sistemas termodinámicos en equipos representativos de cogeneración.

Componente	Parámetro de evaluación	
Caldera	Eficiencia	$\eta = \frac{\text{Calor de salida}}{\text{Entalpia de combustión del combustible a } T \text{ estándar}}$
Turbina	Eficiencia isoentrópica	$\eta = \frac{\text{Caída de entalpia}}{\text{Caída de entalpia a } s = c}$

²⁰ El análisis de exergía es descrito a detalle en el capítulo de Metodología de análisis.

Componente	Parámetro de evaluación	
Compresor	Eficiencia isoentrópica	$\eta = \frac{\text{Incremento de entalpia a } s = c}{\text{incremento de entalpia}}$
Intercambiador de calor	Efectividad (relación térmica)	$\varepsilon = \frac{\text{Aumento de } T \text{ del lado frío}}{\text{Diferencia máxima de temperatura entre la entrada caliente y fría}}$
Cámara de combustión	Eficiencia	$\eta = \frac{\text{Relación teórica de aire/combustible para producir una } T \text{ dada}}{\text{Relación real de aire/combustible necesaria para producir una } T \text{ dada}}$

3.2 Modificación de las Tecnologías existentes.

Existen algunas modificaciones que deben realizarse a los dispositivos de la tecnología existente para que utilicen biogas como combustible, los cuales están relacionados con parámetros de funcionamiento de estos sistemas, se detallan los parámetros a cuidar en cada tecnología y las modificaciones o adaptación de cada una.

3.2.1 Modificación de quemadores.

La conversión de los sistemas de combustión para que funcionen con biogas, son dependientes prácticamente de ampliar el tamaño del inyector y de la restricción del aire de entrada, sin embargo, cuando se realizan tales modificaciones las siguientes variables deben de ser tomadas en consideración.

Entrada de calor: Ya que el biogas contiene en algunas ocasiones valores energéticos inferiores a 14.9 MJ/m³, algunos sistemas de combustión estarán limitados por la capacidad volumétrica de aceptación del combustible, incluyendo el suministro al combustor.

Capacidad de manejo del fluido: Conductos, tuberías, válvulas y controles deben también de ser evaluados para saber si podrán manejar los incrementos en el flujo de entrada y gases de salida, así como en el decremento en el aire de combustión.

Estabilidad de flama: El biogas puede producir una baja velocidad de flama (relativa a la del gas natural) y por lo tanto un mayor volumen de biogas debe de ser alimentado al quemador para mantener una entrada de calor igual, o la flama se apagará en la bandeja del quemador [3].

Además el cambio de quemadores de gas natural o de propano a biogas, tiene que asegurar una velocidad de salida y caídas de presión adecuadas para la mezcla de aire y combustible.

La caída de presión puede ser determinada por la siguiente ecuación:

$$\frac{P_A}{P_B} = \frac{PC_B^2}{PC_A^2} * \frac{\rho_{r,A}}{\rho_{r,B}} \quad (3.1)$$

Donde P_A , es la presión del biogas y P_B , es la presión del gas con que funciona el quemador al que se pretende realizar la conversión, PC , es el poder calorífico y ρ_r , la densidad relativa del biogas o el gas del quemador (que será remplazado).

La caída de presión a través del orificio del quemador incrementara debido al menor poder calorífico y al valor de la densidad relativa del biogas, respecto a la del gas natural o propano , por tanto para compensar ese incremento, un aumento en el diámetro del orificio debe de ser realizado.

En la tabla 3.2 se presentan multiplicadores para el incremento en el diámetro del orificio del quemador, teniendo en cuenta la composición del biogas y el combustible a intercambiar. La tabla 3.2 fue adaptada de [9].

Tabla 3.2. Multiplicador para la conversión del diámetro de orificio en quemadores.

<i>Porcentaje de Metano en el biogas</i>	Multiplicador del diámetro de orificio	
	<i>Gas Natural (39.1 MJ/m³)</i>	<i>Propano (93.1 MJ/m³)</i>
70%	1.32	1.63
65%	1.39	1.72
60%	1.46	1.81
55%	1.54	1.92
50%	1.64	2.04

La tabla anterior se utiliza de la siguiente manera:

1. Se determina el por ciento en volumen de metano en la mezcla de biogas, y se localiza en la primera columna de la tabla.
2. En la fila correspondiente al porcentaje de metano, se localiza el multiplicador, de acuerdo con el combustible que utiliza el quemador que se pretende modificar (gas natural o propano).
3. Una vez teniendo el valor del diámetro del orificio, se procede a multiplicar por el valor encontrado en el paso número 2.

4. El valor obtenido, será el nuevo diámetro del orificio que tendrá que adaptarse para cubrir con los requerimientos por la caída de presión debido al poder calorífico del biogas.

De acuerdo con [1], las condiciones requeridas para que un quemador funcione correctamente en cierto combustible, están expresadas por los siguientes dos parámetros: El potencial de combustión, C , y el índice Wobbe, W .

El primero se define como:

$$C = \frac{H_2 + 0.16CO + 0.6C_nH_n + 0.3CH_4}{\rho_r^{1/2}} \quad (3.2)$$

Donde H_2 , CO , C_nH_n y CH_4 están expresados como fracción volumétrica y la densidad relativa es la referida al aire.

Por otro lado, el índice de Wobbe tiene unidades de energía por unidad de volumen y es una medida comparativa de la energía térmica que fluye a través de un orificio de tamaño dado. Si el índice de Wobbe permanece constante, cambios en la composición del gas no darán lugar a un cambio en la relación aire-combustible y por lo tanto, gases con el mismo índice Wobbe son intercambiables [10].

$$W = \frac{\text{Poder calorífico superior}}{\rho_r^{1/2}} \quad (3.3)$$

Entonces el índice de Wobbe se puede relacionar con el diámetro del inyector para dos gases diferentes de la siguiente manera:

$$\frac{D}{D_0} = \frac{W_0}{W} \quad (3.4)$$

Donde D , se refiere al diámetro del inyector de biogas, D_0 , diámetro del inyector del gas inicial, W , el índice Wobbe del biogas y W_0 el índice Wobbe del gas inicial.

Actualmente se encuentran en el mercado quemadores que tienen doble orificio y pueden manejar dos combustibles en el mismo quemador (como medio de prevención), ya que en algunos casos la disponibilidad del biogás es reducida y su uso puede estar complementado por gas natural o propano, así como también una mezcla de estos tres compuestos.

3.2.2 Modificación de motores de combustión interna.

Motores de encendido por chispa.

Los altos niveles de octano de los alcanos hacen de ellos un combustible viable en las máquinas de encendido por chispa. De hecho, la conversión de motores de gasolina a gas se está extendiendo. Los dos principales combustibles gaseosos son el Gas Licuado de Petróleo (GLP) y el Gas Natural Comprimido (GNC) [1].

Debido a que el componente principal del biogás al igual que del gas natural es el metano, el biogas puede ser utilizado como combustible en los motores de encendido por chispa, sin embargo, se pueden presentar problemas de corrosión por el contenido de ácido sulfhídrico H_2S , dióxido de carbono CO_2 , y vapor de agua H_2O . Otro problema es que algunos equipos requieren de un porcentaje mínimo de metano que en algunas ocasiones no es conseguido debido a la intermitencia de algunos procesos de producción de biogás.

La modificación más importante a los motores de encendido por chispa diseñados para funcionar con gasolina, es la adaptación de un carburador de gas, el cual provea la mezcla estequiométrica de aire-biogas a la cámara de combustión.

Modificación del carburador.

Cuando los motores de encendido por chispa se pretenden modificar partiendo de que funcionan con gas natural o GLP, su adaptabilidad es “relativamente sencilla”. La modificación básicamente involucra que el carburador de GLP pueda aceptar un volumen mayor de biogas y restringir el volumen del aire de entrada, esto con la finalidad de compensar el bajo poder calorífico del biogas respecto al combustible primario. Mayores requerimientos son necesarios cuando se pretende modificar un carburador de gasolina para que funcione con biogas, ya que debe asegurarse un flujo volumétrico de combustible que provea la máxima potencia de salida.

La forma más sencilla de adaptar los carburadores de gasolina a biogás, consiste en la perforación de un hoyo en la pared del carburador cerca del nivel del Venturi, y se introduce una pequeña tubería por donde se suministrará la mezcla de biogas, la figura 3.11 muestra las características de un carburador de gasolina cuando se añade este dispositivo.

Existen carburadores de “tipo membrana²¹” que pueden ser utilizados para funcionar con la mezcla aire-biogas, sin embargo, es preferible conservar el carburador original (modificado) en el motor, con la finalidad de continuar funcionando en caso de una interrupción en el suministro de biogas.

²¹ Los carburadores de membrana especialmente diseñados para gases de bajo poder calorífico (P.C.) están disponibles en el mercado, pero los modelos disponibles están limitados a rangos altos de potencia (95-680 kW) [1].

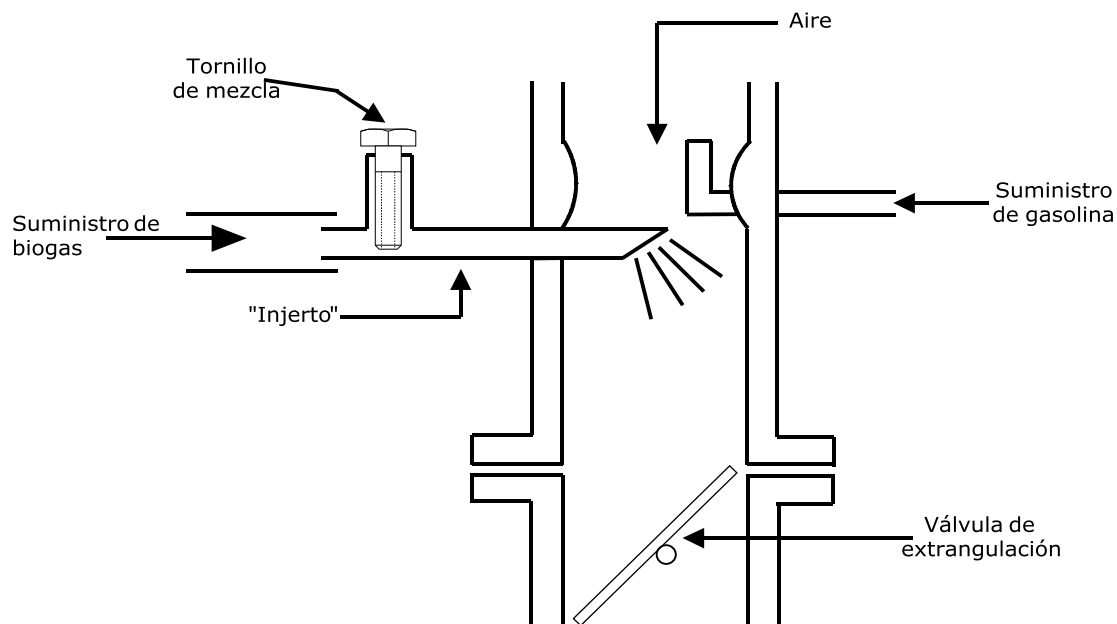


Figura 3.11. Modificación de un carburador a gasolina, para funcionar con biogás como combustible. Tomada y adaptada de [1].

Motores por compresión.

Los motores por compresión pueden ser modificados para que funcionen con biogás únicamente o tener la capacidad para aceptar la mezcla de biogás o diesel como combustible. El primer caso es utilizado generalmente para potencias de salida de medianas a grandes (25-455 kW) y la operación de combustible dual es innecesaria. Las mayores modificaciones requeridas para esta operación son:

- Remover los inyectores.
- Adición de bujías.
- Adición de carburador de gas.
- Disminución en la relación de compresión.

La transformación de un motor de diesel para que funcione únicamente con biogás es obviamente más complicado, sin embargo es más apropiado y se vuelve un motor más resistente y eficiente.

En el segundo caso, se presenta una resistencia a la auto-ignición por parte de la mezcla aire-metano con las condiciones de presión y temperatura alcanzadas en la cámara de combustión del motor de Diesel (esto se debe al alto grado de octanaje del metano), y sabemos que este nivel de resistencia a la auto-ignición, aumenta conforme el contenido de dióxido de carbono en la mezcla de biogás se incrementa.

Como consecuencia, un sistema de combustión que pueda aceptar dos tipos de combustible debe ser adaptado, esto significa un sistema que comprima la mezcla de biogás-aire por

debajo de sus condiciones de auto-ignición y que sea encendido por la inyección del combustible diesel (funcionando como “piloto”). El motor por compresión que funciona ahora con biogas como combustible, puede cambiar al combustible convencional sin ninguna interrupción en la operación.

Es necesario añadir que la mezcla de biogas-aire puede alcanzar la auto-ignición sin la inyección de diesel, incrementando la relación de compresión al menos 20:1, por el precalentamiento de aire a muy altas temperaturas o incrementando la turbulencia en la cámara de combustión, sin embargo, no es recomendable la operación del motor bajo tales condiciones [1].

Las modificaciones requeridas para este sistema, son concernientes principalmente al suministro de aire y biogas como también a la inyección de diesel.

Suministro de aire y biogas.

Al igual que en los motores de ignición por chispa la mezcla estequiométrica de biogas y aire debe ser asegurada, la cual se alcanza cuando el carburador es modificado (como se detalló en los motores de encendido por chispa), además un solo ducto de aire es insuficiente para proveer el aire requerido para llevar a cabo la combustión del diesel, por lo que se debe proveer de un segundo ducto de aire con los sistemas de control adecuados.

Inyección de Diesel.

El dispositivo de inyección de diesel en un motor que funciona con dos combustibles se debe mantener, pero ahora cumplirá con dos propósitos: la inyección como combustible piloto para la mezcla aire-biogas y el suministro total de diesel en caso de que la producción de biogas se interrumpa.

Para mostrar los beneficios en la disminución del uso de diesel como combustible primario en un motor que funciona con dos combustibles, se muestra en la tabla 3.3 los resultados del comportamiento de un cilindro simple de 5 bhp a diferentes velocidades de motor y potencia de freno.

De acuerdo con [11], el comportamiento de un motor por compresión, está altamente influenciado por el contenido de dióxido de carbono en la mezcla de biogas, el cual mejora su rendimiento y aumenta el porcentaje de reemplazo de diesel, conforme disminuye el porcentaje de dióxido de carbono.

Tabla 3.3 Resultados en el consumo de Diesel para un motor por compresión de 5 bhp de un solo cilindro, cuando es acondicionado para funcionar con dos combustibles (biogas y diesel) y cuando permanece sin modificar. Tabla adaptada de [11].

Sistema	Velocidad del Motor (rpm)	Potencia al freno	Consumo de diesel en motor normal ²²	Consumo de diesel en motor modificado	% Diesel reemplazado
1	1520	1.27	344	79.0	77.03
2	1520	2.54	250	35.0	86.00
3	1520	3.80	210	24.0	88.00
4	1500	5.00	185	26.8	88.51
5	1500	5.00	190	27.3	85.65

3.2.3 Diferencias tecnológicas de las microturbinas con las turbinas de gas.

Existen tres categorías de turbinas de gas las cuales funcionan bajo el mismo principio, sin embargo, debido a las diferencias en el tamaño; los diseños de las turbinas y las características operacionales son diferentes. La tabla 3.4, muestra una comparación entre las características principales de las 3 categorías.

Tabla 3.4. Comparación de características entre las 3 categorías de turbinas de gas. Adaptada de [12].

Característica	Micro	Mini	Servicio público
Tamaño comparable con otro sistema	Refrigerador	Camión grande	Edificio
Diseño original	Motores: autobuses y camiones	Aviones	Servicio a la población
Mantenimiento	2 años	Ocho meses	1.5 Años
Velocidad de giro de la turbina	70,000 rpm	15,000 rpm	1,800 rpm
Número de ejes	Un solo eje	Dos ejes	Dos o tres ejes
Tipo de generador usado	CD con convertidor de AC	AC	AC
Velocidad de	Velocidad variable	Velocidad constante	Velocidad constante
Tiempo de instalación	1 semana	2 meses	1 o 2 años
Combustible típico	G.N., diesel	G.N., diesel	G.N., fuel oil

Algunas de las características más importantes de las microturbinas comparadas con sus similares de mayor tamaño y potencia son:

²² El consumo de diesel para el motor por compresión sin modificar y modificado está medido en gramos/bhp-hora.

- Diseño de un solo eje: En una microturbina de gas el compresor de aire, la turbina y el generador están montados en un solo eje y todos giran a la misma velocidad. En las turbinas más grandes a menudo se tiene en frente al compresor y en la parte de atrás la turbina de expansión, los cuales están montados en ejes diferentes. El sistema de un solo eje sobre el que se montan los componentes tal vez no es más eficiente comparados con las grandes turbinas, pero es simple y fácil de dar mantenimiento.
- Cojinetes de aire: El rotor de la turbina principal en el eje gira sobre una película delgada de aire a presión, en lugar de aceite (dentro de los cojinetes, véase figura 4.9). Excepto por un pequeño instante en el arranque, el contacto metal-metal es evitado.

El uso de cojinetes de aceite en lugar de aire tiene ventajas en el arranque de los sistemas, ya que existe menor contacto entre metal-metal y es un mejor lubricante. Siendo entonces la mayor ventaja de los cojinetes de aire sobre la lubricación con aceite, la ausencia de necesidades de mantenimiento ya que no existe deterioro del lubricante como con el aceite (por la ausencia de un sistema de lubricación convencional). Pero el sistema de lubricación por aire requiere una “bomba de aceite” (que crea la presión sobre la cual trabaja el aire), este sistema puede encontrarse por separado o encontrarse en el rotor de la turbina. También se requieren filtros de lubricante-aire, los cuales deben ser cambiados rutinariamente para evitar fallas prematuras en el equipo [12].

- Alta velocidad: Las microturbinas funcionan entre 20 y 50 veces más rápido que las turbinas mas grandes (alcanzan hasta 120000 rpm), estas revoluciones son muy altas, pero debido a la diferencia de tamaño las velocidades en las puntas de las aspas son comparables (una turbina de 3.5 pulgadas de diámetro a 75,000 rpm desarrolla una velocidad similar a la de una turbina de 6 pies de diámetro girando a 3600 rpm, en la punta de las aspas).
- Velocidad variable: Los generadores de las microturbinas de gas además de que funcionan a altas velocidades, cambian su velocidad de rotación cuando se encuentran girando, de modo que si se requiere mayor potencia, la turbina es revolucionada a valores más altos de rpm. Otra característica del generador es que también opera como el motor de arranque, de esta manera el diseño es simplificado eliminando la necesidad para un motor de arranque por separado.
- Finalmente, la microturbina cuenta con un sistema de recuperación de calor (recuperador), que precalienta el aire de entrada (previamente comprimido) con los gases de salida que permiten aumentar la eficiencia en la cámara de combustión. Generalmente, el recuperador esta hecho de metal y existen una o dos configuraciones diferentes, los diseños más avanzados constan de una superficie primaria de acero inoxidable que alcanzan eficiencias del 90%.

Respecto a los materiales de construcción, también existen cambios ocasionados principalmente por la temperatura de operación (alrededor de 1000 °C), lo cual es más baja que la de las turbinas de mayor tamaño. Esta se encuentra por debajo de la temperatura a la que se presentan los cambios estructurales en los materiales. Dos beneficios son los que se pueden resaltar para los consumidores finales: precios del equipo más bajo ya que no se requieren materiales especiales y mayor durabilidad del equipo.

Generalmente la presión de entrada requerida del combustible en la microturbina, no es alcanzada en los sistemas de digestión anaerobia que producen biogas, por tanto, algunos fabricantes han optado por hacer integral el sistema de compresión a la microturbina, y otros fabricantes han optado por sistemas independientes.

El sistema de combustible incluye un sistema de filtración, medición y el sistema de inyección. El sistema de filtración cobra importancia cuando se trata con combustibles de composición variable como el biogas y que pueden contener impurezas que afecten el funcionamiento de la turbina, el combustor también debe ser modificado del sistema genérico [13] (las modificaciones y la teoría, es similar a la mencionada para los quemadores de biogas, por lo que se omitirá en esta sección).

Algunos puntos importantes del uso de tecnologías de biogás son los siguientes:

- Existe una amplia variedad de tecnologías para el aprovechamiento de biogas como combustible primario.
- El uso de estas tecnologías en diferentes países ha sido documentado y se promueve el uso de este recurso: [1], [7], [9], [11], [13].
- Avances importantes en nuevas tecnologías como las microturbinas, celdas de combustible y sistemas de refrigeración por absorción se han realizado en los últimos años, por lo que la gama de tecnologías para el aprovechamiento de biogas incrementa notablemente.
- El aprovechamiento de vectores energéticos como el biogas, promueve los mecanismos de desarrollo limpio (MDL).
- Es necesaria la participación conjunta del gobierno, sociedad, empresarios mediante programas que permitan el fortalecimiento del aprovechamiento de los recursos renovables de energía.

Como se menciona en este trabajo, existe una gran variedad de tecnologías para la utilización de biogás como combustible primario, sin embargo, sólo se describieron las tecnologías que ya han sido probadas con éxito y que ya se han utilizado o que tienen una alta posibilidad de poder ser utilizadas en México.

Referencias Bibliográficas.

- [1] Constant, M., Naveau, H., Ferrero, G.-L., Nyns, E.-J., "Biogas end-use in the European community", Elsevier applied science, 1989, ISBN: 1-85166-339-8, pp. 50-75.
- [2] Stone, R., "Introduction to internal combustion engines", SAE international, 1999, ISBN: 0-7680-0495-0, pp. 25
- [3] Baumeister, T., Avallone, E., Baumeister III, T., "Manual del Ingeniero Mecánico", segunda edición en español, McGraw-Hill, 1992, ISBN: 968-451-640-1, pp. 9-83 – 9-121.
- [4] Wark, K., Richards, D., "Termodinámica", Mc Graw Hill, Sexta Edición, 2001, ISBN: 84-481-2829-X, pp. 720-744.
- [5] Encinas, M., "Turbomáquinas de fluido compresible", Limusa, 1984, ISBN: 968-18-1613-7, pp. 211-238.
- [6] Mataix, C., "Turbomáquinas térmicas- Turbinas de vapor. Turbinas de gas. Turbocompresores", Limusa, tercera edición, ISBN: 84-237-0727-X, pp. 137-163.
- [7] Bruno, J., Ortega-López, V., Coronas, A., "Integration of absorption cooling systems into micro gas turbine trigeneration systems using biogas: Case study of a sewage treatment plant", Applied energy, Vol. 86, 2009, pp. 837-847.
- [8] Horlock, J., "Cogeneration: Combined Heat and Power. Thermodynamics and economics", Pergamon Press, 1987, ISBN: 0-08-034797-5, PP. 22-49.
- [9] Walsh, J., Ross, C., Smith, M., Harper, S., Wilkins, A., "Handbook on biogas utilization", U.S. Department of Energy, Southeastern Regional Biomass Energy Program, Tennessee Valley Authority, Muscle Shoals, Alabama 35660, 1988, pp. 67-
- [10] Kojima, M., "Breathing clean. Considering the switch to natural gas buses", World Bank technical paper No. 516, Washington D.C., 2001, ISBN: 0-8213-5040-4, pp. 9.
- [11] Nijaguna, T., "Biogas Technology", New Age International, 2002, ISBN: 81-224-1380-3, pp. 249-255.
- [12] H. Lee, W., Walter, S., "Distributed Power Generation. Planning and Evaluation", Marcel Dekker Inc., 2000, ISBN: 0-8247-0336-7, pp. 175-
- [13] Hamilton, S., "Microturbine generator handbook", Penn Well Corporation, 2003, ISBN: 0-87814-897-3, pp.

4. DESCRIPCIÓN DEL CASO DE ESTUDIO.

La disposición final del agua residual tratada en la mayoría de los países, se realiza bajo cierta normatividad con la finalidad de cumplir con parámetros máximos de contaminantes. En el caso de la República Mexicana, la norma que hace referencia a estos parámetros en las plantas de tratamiento de aguas residuales, es la NOM-001-SEMARNAT-1996 (que establece los límites máximos permisibles de contaminantes en las descargas de aguas residuales en aguas y bienes nacionales), esta norma regula: metales pesados, demanda bioquímica de oxígeno, sólidos suspendidos totales, materia flotante, Nitrógeno total entre otros.

El método más sencillo y económico para el tratamiento de las aguas residuales son las lagunas de oxidación o estabilización, en las cuales conviven diferentes tipos de microorganismos que se encargan de la estabilización de las descargas de aguas (generalmente de origen municipal). Otro método y de mejores resultados son las plantas de tratamiento de tipo mecánico, en la cual participan dispositivos mecánicos los cuales reducen la cantidad de contaminantes y el tiempo de tratamiento (comparado con las lagunas de oxidación), una de las clasificaciones de este tipo de procesos son referidos al alcance del tratamiento, es decir, a la disminución de los contaminantes.

La ciudad de La Paz; es la capital del estado de Baja California Sur, y se encuentra ubicada al sur de la península de Baja California. De acuerdo con el II Censo de Población y Vivienda realizado por el Instituto Nacional de Estadística y Geografía (INEGI) al año 2005, se tiene una población de 189,176 habitantes.

Para el tratamiento de las aguas residuales producidas en la ciudad, se cuenta con una planta de tratamiento de tipo mecánico, con un alcance de tratamiento secundario y desinfección con cloro, la cual a partir del año 1995 sustituyó a 5 lagunas de oxidación que cumplían con esa función.

Además opera bajo el sistema de lodos convencional. Este tipo de tratamiento es el más comúnmente utilizado a nivel mundial para tratar aguas residuales de ciudades de población media, es además uno de los procesos más estudiados y seguros, con el cual es posible lograr eficiencias en la remoción de los contaminantes de hasta 95%. Este proceso consiste básicamente en una mezcla completa de bacterias (lodo activado) y agua residual en un tanque de aireación de micro burbuja. A medida que la población de microorganismos aumenta, se agrupan y forman flóculos para producir una masa activa llamada lodo activado que sedimentara en la unidad subsiguiente del sistema.

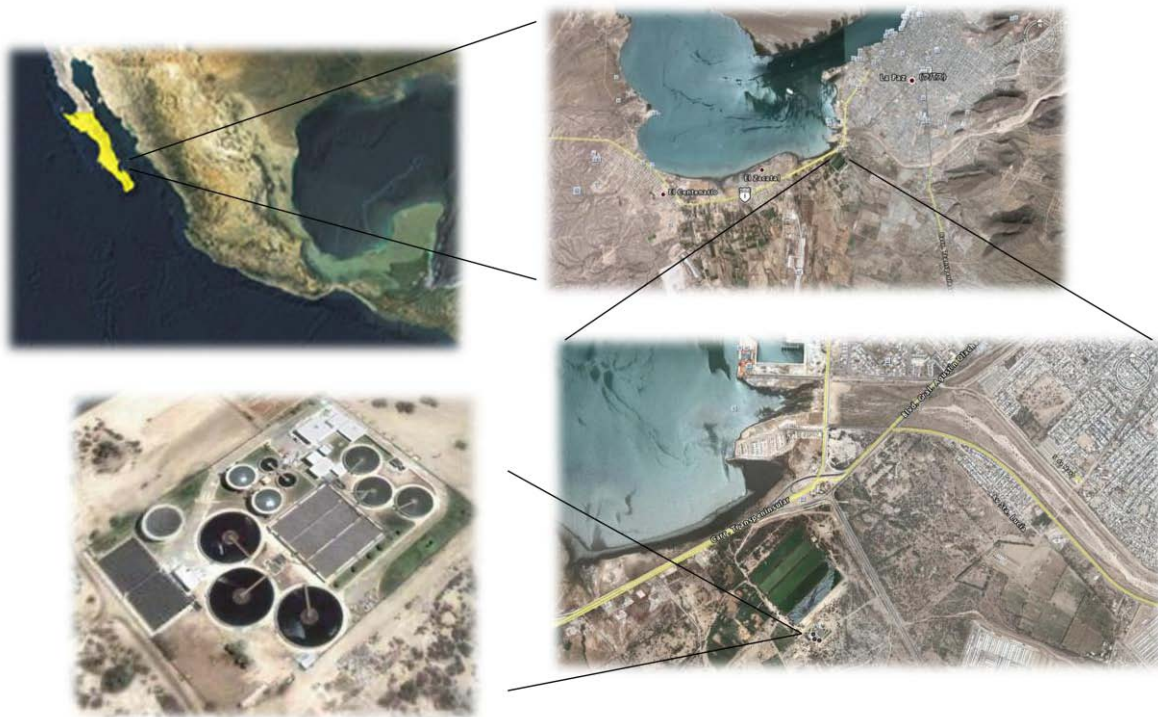


Figura 4.1. Localización aérea de la ciudad de La Paz, y la Planta de Tratamiento de Aguas Residuales.

4.1 Línea de aguas

Posterior al pretratamiento²³, el flujo es enviado a la planta de tratamiento de aguas residuales de la ciudad, la cual tiene una capacidad de diseño de 450 LPS.

El tratamiento de aguas inicia con la división del flujo en la caja repartidora a 3 líneas conformadas por: 3 clarificadores primarios, 3 tanques reactores con suministro de aire en la modalidad de aireación escalonada, 3 clarificadores secundarios y una cámara de contacto de cloro. La figura 4.2 muestra la distribución de los equipos.

²³ El pretratamiento tiene como objetivo principal separar los cuerpos sólidos más grandes de las aguas residuales, que de no realizarse objetos como latas, animales muertos, bolsas, etc. pudieran dañar tuberías, bombas, crear roturas en equipos, etc. El pretratamiento de la PTAR de La Paz, incluye sistemas de rejillas en tuberías o cribas autolimpiables y un sistema de palas mecánicas que eliminan grandes cantidades de arenas (desarenador).

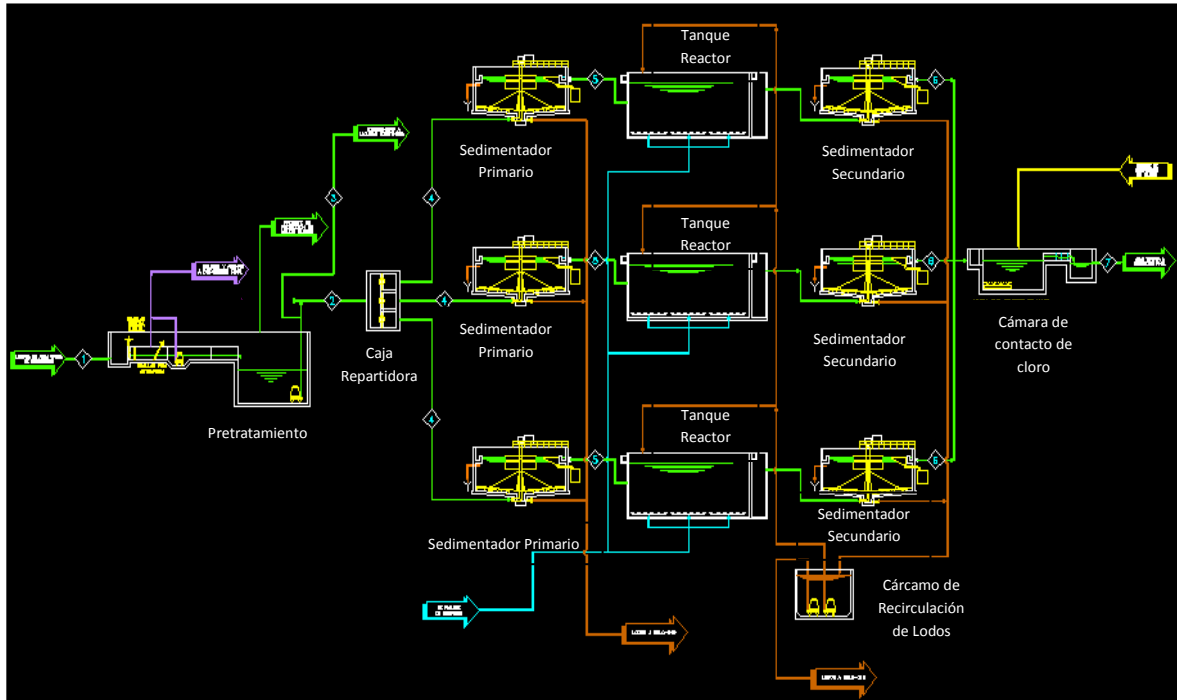


Figura 4.2. Reproducción con permiso del O.O.M.S.A.P.A.S. LA PAZ. La figura muestra la distribución de los equipos de proceso donde: la línea de proceso morada representa los sólidos y arenas en el pretratamiento, las líneas de proceso verdes el agua residual, las de color marrón el lodo que va a su posterior tratamiento, las líneas de proceso azules el suministro de aire a tanques reactores y la línea de proceso amarilla el suministro de gas cloro en la cámara de contacto de cloro.

4.1.1 Descripción de los equipos.

Caja repartidora o reguladora. La finalidad del equipo es la distribución de flujo uniforme hacia tres trenes de proceso, que inician con la sedimentación primaria. De esta forma se evita la sobrecarga a alguno de los trenes de tratamiento. El control y paso del agua se realiza por medio de compuertas deslizantes de vástago ascendente.

Sedimentador primario. El primer tratamiento importante que sufren las aguas residuales después de las fases preliminares es, generalmente, la sedimentación de los sólidos suspendidos en un tanque adecuado en el que se mantienen las aguas por un lapso de 0.5 a 3 horas o más. Este tiempo es suficiente para permitir que 40 a 65% de los sólidos finamente divididos, se pose en el fondo del tanque del cual se extraen por medio de colectores mecánicos (lodo primario). La sedimentación primaria es una operación unitaria diseñada para concentrar y remover sólidos suspendidos orgánicos del agua residual [1]. En la figura 4.3 se observa los sedimentadores del caso de estudio así como sus características.

Tanque reactor. Un proceso biológico es el que toma lugar en este equipo, en el cual la materia orgánica contaminante es utilizada como alimento por los microorganismos presentes. De esta forma pueden obtener la energía necesaria para reproducirse y llevar a cabo sus funciones vitales. Con esto, los compuestos contaminantes son transformados en nuevas células y otros productos que pueden ser más fácilmente separados del agua. Esta etapa del proceso es conocida también como tratamiento secundario.

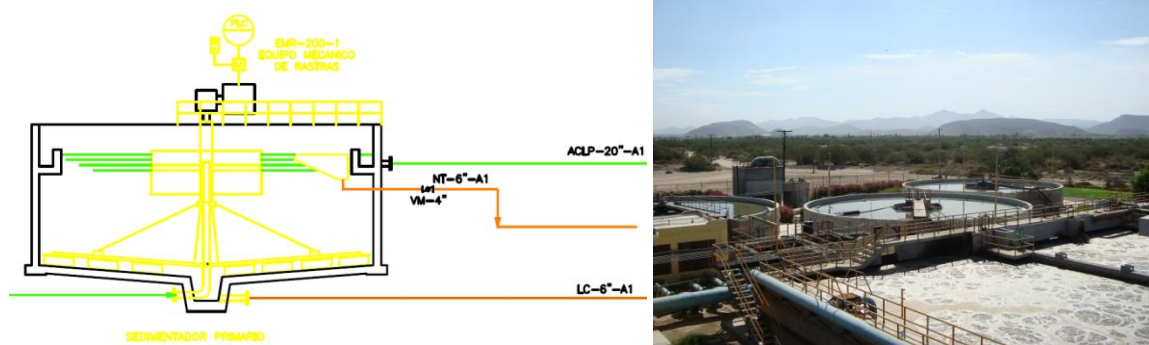


Figura 4.3. Reproducción con permiso del O.O.M.S.A.P.A.S. LA PAZ. Del lado izquierdo se observan las características del sedimentador primario, de nueva cuenta la línea verde representa el agua residual, a la salida la línea bajo la línea verde son las natas que se van a tratamiento y bajo de ella se puede observar el lodo sedimentado que va hacia tratamiento. En la foto del lado derecho se observan los sedimentadores primarios.

Los tanques reactores que se encuentran en funcionamiento en el caso de estudio, funcionan bajo el sistema conocido como lodos activados y el suministro de aire se lleva a cabo mediante la configuración: aireación escalonada de microburbuja.

La mayor problemática a la cual se enfrenta el tratamiento biológico, son ciertos contaminantes que pueden inhibir el crecimiento de los microorganismos e incluso llegar a eliminar por completo la población de los mismos, por lo cual, se debe estar muy atento en evitar este tipo de sobrecargas y además mantener los parámetros de operación en las condiciones idóneas para la proliferación de los microorganismos. En la figura 4.4 se observan los tanques reactores así como los sistemas de suministro de aire (sopladores).

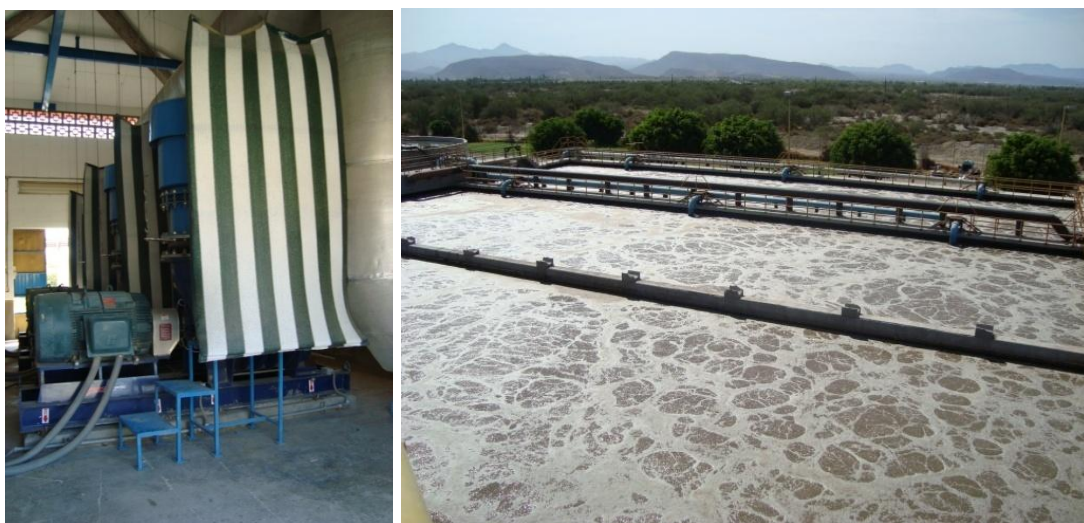


Figura 4.4. Reproducción con permiso del O.O.M.S.A.P.A.S. LA PAZ. Del lado izquierdo se pueden observar 3 equipos para el suministro de aire a los tanques reactores y del lado derecho los tanques reactores donde se lleva a cabo la actividad biológica por parte de los microorganismos.

Sedimentador secundario. Posterior al tanque reactor, los microorganismos continúan su actividad microbiológica en el sedimentador secundario, el diseño del proceso se lleva de tal manera que cuando los microorganismos se encuentren en el sedimentador secundario, este les provea el tiempo suficiente para “digerir” la materia orgánica, y que una cantidad de ellos sea recirculada para mantener los parámetros de operación en los rangos deseados (relación alimento/microorganismo, tiempo de retención celular, etc.).

El sedimentador secundario tiene la misma forma y funciona bajo el mismo principio que el sedimentador primario, por lo cual, también en el sedimentador secundario se eliminan cantidades de residuos sólidos, que ahora son llamados “lodos biológicos” y son enviados a posterior tratamiento.



Figura 4.5. Reproducción con permiso del O.O.M.S.A.P.A.S. LA PAZ. Tanques de sedimentación secundaria del caso de estudio.

Cámara de contacto de cloro. Finalmente para poder disponer del agua residual tratada de manera segura en los cuerpos de agua, los microorganismos encargados de degradar la materia orgánica deben de ser inhibidos.

La inhibición de la actividad enzimática²⁴ de los microorganismos es lograda mediante el suministro de gas cloro a la corriente de agua, asegurando una cantidad de cloro residual a la salida de acuerdo con las Normas Oficiales Mexicanas aplicables.

²⁴ El cloro inhibe la actividad enzimática alterando la estructura química y dando lugar a la desactivación de los organismos que causan enfermedades.



Figura 4.6. Reproducción con permiso del O.O.M.S.A.P.A.S. LA PAZ. Del lado derecho se observa la caseta de cloración, y del lado izquierdo la cámara de contacto de cloro donde se lleva a cabo la inhibición enzimática.

4.2 Línea de lodos

La línea de lodos es otra etapa del tratamiento de las aguas residuales, donde los sólidos eliminados en el tratamiento primario y secundario, y deben ser tratados debido a que son una fuente importante de contaminación.

En la planta de la Ciudad de La Paz, los lodos procedentes del sedimentador primario son enviados al cárcamo de lodos mixtos y los lodos biológicos son enviados al cárcamo de lodos biológicos de donde se recircula una cantidad de lodos al tanque reactor para mantener la relación alimento-microorganismo, otra cantidad es enviada al cárcamo de lodos mixtos donde se mezclan los lodos procedentes del tratamiento primario y secundario.

La línea de lodos está conformada por 2 espesadores, 2 digestores de tapa fija con suministro de calor con agua caliente y mezclado exterior, 1 digestor que funciona como “almacén” del lodo digerido y que finalmente envía el lodo digerido a alguno de los 2 filtros banda donde el lodo es deshidratado posterior a la adición de polímero. La figura 4.7 muestra la distribución de los equipos de la línea de lodos.

4.2.1 Descripción de los equipos.

Espesador. Se dispone de dos unidades de espesamiento por gravedad donde se mezclan los lodos primarios y biológicos. La función principal es la disminución de volumen y la obtención de una concentración mayor de sólidos por medio de la remoción de líquido en la corriente. La reducción de volumen obtenida por la concentración de lodo es benéfica a los procesos de tratamiento subsecuentes, tales como la digestión, deshidratación, secado, y combustión, desde los siguientes puntos de vista: (1) capacidad de los tanques y equipo requerido, (2) cantidad de químicos requeridos para el acondicionamiento del lodo, y (3) cantidad de calor requerido por los digestores y la cantidad de combustible auxiliar para el secado, combustión o ambos [2]. En la figura 4.8 se observa uno de los espesadores del caso de estudio.

Digestor anaerobio de tapa fija. Al finalizar la etapa de espesamiento, el lodo es enviado a un cárcamo para su bombeo al tanque digestor. La etapa de la digestión es la más importante del tratamiento de los lodos, ya que aquí se estabilizan los lodos mediante la obtención de biogás

y nuevas células. El principio de este proceso involucra la disociación de materia orgánica en la ausencia de oxígeno molecular. Algunas ventajas del tratamiento anaerobio son:

1. Alto grado de estabilización de desechos.
2. Baja producción de desechos de lodos biológicos.
3. Bajos requerimientos de nutrientes.
4. No existen requerimientos de oxígeno.
5. El metano es útil como producto final energético [3].

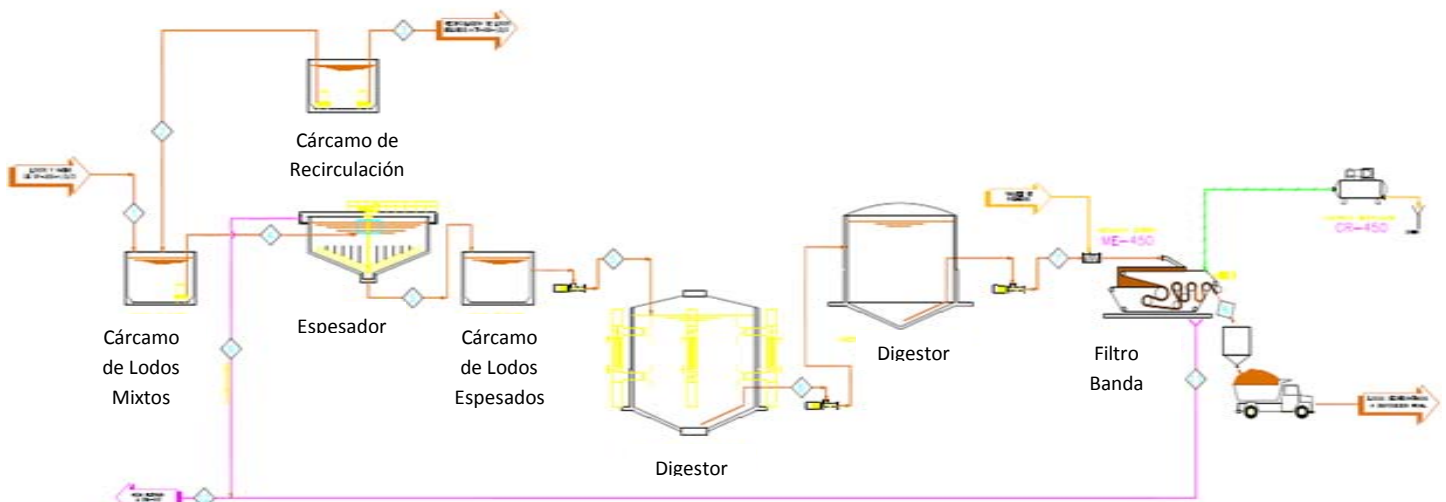


Figura 4.7. Reproducción con permiso del O.O.M.S.A.P.A.S. LA PAZ. Los lodos colectados en el cárcamo de lodos mixtos son enviados a las unidades de espesamiento, el lodo es retirado con una concentración mayor de sólidos y se envían al proceso de digestión anaerobia para su estabilización, finalmente se les añade polímero y se deshidratan en los filtros banda.



Figura 4.8. Reproducción con permiso del O.O.M.S.A.P.A.S. LA PAZ. Sistema de espesamiento de lodos.

Algunas de las características principales de la operación de los digestores del caso de estudio son las siguientes:

- La alimentación al digestor no es continua.
- El digestor cuenta con 3 mezcladores externos.
- El equipo de mezclado también funciona como intercambiador de calor, con el que se alcanzan las temperaturas de la digestión.
- La temperatura promedio de la digestión es 39°C (bacterias termófilas).

En la figura 4.9 se observan las características de este equipo.

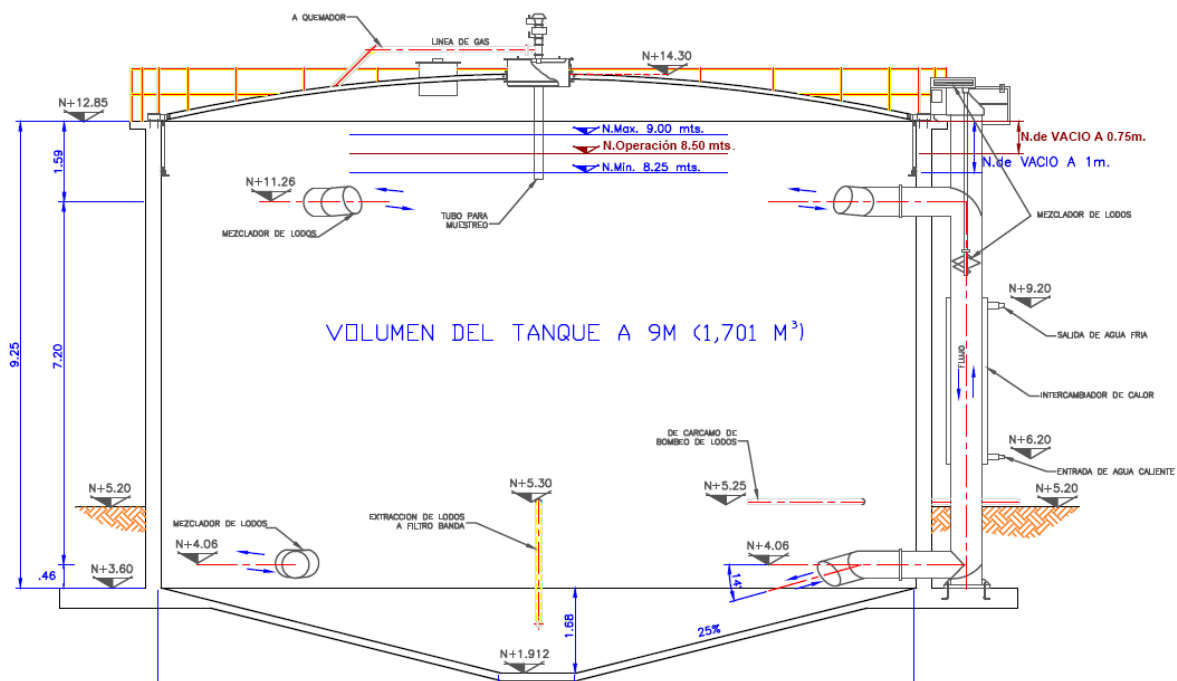


Figura 4.9. Reproducción con permiso del O.O.M.S.A.P.A.S. La Paz. Características del digestor de tapa fija 1 y 2.

Filtros banda. En el caso de estudio se cuenta con dos equipos de deshidratación de lodos, donde el principio de funcionamiento del equipo es el siguiente.

Estas máquinas consisten en general de una combinación de dos bandas filtrantes que se mueven sobre rodillos diferentes entre los que se prensan los lodos conforme van avanzando las cintas. En una primera zona inclinada se deshidratan los lodos por gravedad sobre toda la anchura de las cintas con la ayuda de unas paletas giratorias, pasando después a través de una zona con forma de cuña a la zona de alta presión. Al aumentarse el diámetro de los rodillos en la zona de prensa, se incrementa gradualmente la presión sobre los lodos. Gracias al aumento de la presión y las fuerzas de deslizamiento se consigue la deshidratación de los lodos en forma óptima [4]. En la figura 4.10, se muestran los equipos de filtración del caso de estudio.



Figura 4.10. Reproducción con permiso del O.O.M.S.A.P.A.S. La Paz. Equipos de filtración de lodos.

4.3 Línea de manejo de gas.

El sistema de manejo de gas consiste en un arreglo de tuberías y equipos de seguridad para el transporte del gas hacia un quemador a cielo abierto o hacia una caldera de agua caliente, sin embargo, en el periodo de estudio de este trabajo no se utiliza el biogás como fuente de combustible para la caldera.

Algunos de los equipos con los que cuenta la línea de manejo de gas son los siguientes:

- Trampa de condensados y sedimentos.
- Arrestador de flama.
- Válvula térmica.
- Sistemas de control de presión.
- Quemador, etc.

Los equipos de la línea de manejo de gas, tienen la finalidad de crear las condiciones de seguridad, para que el biogás producido pueda ser quemado evitando problemas de retorno en las líneas, caídas o aumentos súbitos de presión y la eliminación de vapor de agua en la mezcla de gas a la salida del tanque digestor.

4.4 Consumo energético de la planta de tratamiento de aguas.

El consumo energético en la planta de tratamiento de aguas está conformado por los requerimientos térmicos para el calentamiento de lodos a las temperaturas de operación en la digestión (alrededor de 39°C²⁵) y consumo de energía eléctrica para operación de los equipos de proceso, alumbrado, equipo de oficina y confort térmico en edificios.

²⁵ Algunos autores se refieren a las temperaturas mesófilas a los rangos que van desde 30 a 37 °C, [2], [3] y [5].

4.4.1 Consumo de energía eléctrica total

Esta información corresponde al consumo eléctrico en toda la planta (línea de aguas, lodos, manejo de gas, edificios, alumbrado, etc.) y fueron obtenidos de los recibos de consumo para la planta de tratamiento de aguas residuales, donde el suministro lo realiza la Comisión Federal de Electricidad y la tarifa contratada es la O-M. La información se presenta en la tabla 4.1 y corresponde al periodo que abarca los meses de junio del 2008 a junio del 2009.

Tabla 4.1. Consumo de energía eléctrica en la P.T.A.R. de la Ciudad de La Paz B.C.S.

Mes	Demanda Facturable ²⁶ en kW	Consumo total kWh	FP %
JUN 08	486	230,544	86.38
JUL 08	498	272,312	86.69
AGO 08	496	249,080	87.08
SEP 08	491	244,040	86.98
OCT 08	455, 89	236,760	86.87
NOV 08	99	223,208	86.34
DIC 08	96	232,920	86.63
ENE 09	97	247,200	86.42
FEB 09	95	202,720	85.81
MAR 09	85	222,784	85.81
ABR 09	87, 466	210,032	90.95
MAY 09	436	221,640	99.62
JUN 09	434	225,240	99.87
Promedio		232,191	88.88

4.4.2 Consumo de energía eléctrica por equipos en la línea de aguas y línea de lodos.

La información que en esta sección se presenta es una aproximación obtenida por el departamento de mantenimiento de la planta de tratamiento de aguas residuales, tomando en cuenta las características de los equipos en la planta y las horas de funcionamiento de cada equipo. Es necesario aclarar que para poder lograr una contabilización exacta del consumo total en kWh, sería necesario medir el tiempo real de funcionamiento de cada uno de los equipos y multiplicarlo por el consumo de cada equipo en el mes.

²⁶ Para el mes de octubre y abril, existen dos demandas facturables, ya que es el mes en que la CFE realiza cambios en las tarifas para la planta de tratamiento.

Tabla 4.2. Reproducción con permiso del O.O.M.S.A.P.A.S. La Paz. Consumo de electricidad de la línea de aguas.

EQUIPO	HORAS-DIA	KWH-DIA	KWH-MES
SEDIMENTADOR PRIMARIO 1	24	9.87	295.95
SEDIMENTADOR PRIMARIO 2	24	9.87	295.95
SEDIMENTADOR PRIMARIO 3	24	9.87	295.95
SEDIMENTADOR SECUNDARIO 1	24	14.80	443.93
SEDIMENTADOR SECUNDARIO 2	24	13.15	394.61
SEDIMENTADOR SECUNDARIO 3	24	13.15	394.61
BOMBA 7	18	67.82	2034.69
BOMBA 8	0	0.00	0.00
BOMBA 12	24	920.75	27622.43
BOMBA 13	0	0.00	0.00
BOMBA 14	0	0.00	0.00
BOMBA 15	24	65.77	1973.03
BOMBA 16	16	41.65	1249.59
SOPLADOR A	18	1356.46	40693.75
SOPLADOR A	8	602.87	18086.11
SOPLADOR A	0	0.00	0.00
SOPLADOR 1	24	4110.48	123314.40
SOPLADOR 2	8	1370.16	41104.80
SOPLADOR 3	0	0.00	0.00
CLORACION	24	90.43	2712.92
TOTAL KWH		8697.1	260912.72

Tabla 4.3. Reproducción con permiso del O.O.M.S.A.P.A.S. La Paz. Consumo de electricidad de la línea de lodos.

EQUIPO	HORAS-DIA	KWH-DIA	KWH-MES
ESPESADOR 1	24	9.87	295.95
ESPESADOR 2	24	6.58	197.30
MEZCLADOR 1	24	65.77	1973.03
MEZCLADOR 2	24	65.77	1973.03
MEZCLADOR 3	24	54.26	1627.75
MEZCLADOR 4	0	0.00	0.00
MEZCLADOR 5	0	0.00	0.00
MEZCLADOR 6	0	0.00	0.00
CALDERA	24	82.21	2466.29
BOMBA 17	3.6	10.36	310.75
BOMBA 18	0	0.00	0.00
BOMBA 39	3.6	8.39	251.56

EQUIPO	HORAS-DIA	KWH-DIA	KWH-MES
BOMBA 40	0	0.00	0.00
BOMBA 41	8	18.63	559.03
BOMBA 42	0	0.00	0.00
FILTROS BANDA	8	137.02	4110.48
CHAQUETA 1	12	24.66	739.89
CHAQUETA 2	0	0.00	0.00
LAVADO DE TELAS 1	8	73.99	2219.66
LAVADO DE TELAS 2	0	0.00	0.00
AJITADOR DE LODOS	24	73.99	2219.66
TOTAL KWH		631.48	18944.38

De acuerdo con la información anterior alrededor del 93% de la energía eléctrica corresponde a la línea de aguas, mientras que solo un 7% corresponde a la línea de lodos, sin embargo, es necesario aclarar que en la actualidad se encuentra funcionando solo una unidad de digestión debido a actividades de mantenimiento, por lo que los consumos de electricidad para la línea de lodos se verán modificados una vez que entre en funcionamiento la segunda unidad.

4.4.3 Consumo de energía térmica.

Debido a las temperaturas de operación para llevar a cabo la digestión anaerobia, existen diferentes mecanismos para la transferencia de calor, así como fluidos de trabajo para llevar a cabo tal operación. En nuestro caso de estudio se cuenta con 3 unidades de intercambio de calor externas para cada digestor, esta definición de acuerdo a A. M. Bruce [5] se refiere a cuando el lodo a digerir es recirculado entre el tanque digestor y el intercambiador de calor (con la finalidad de mantener la temperatura de operación) mediante bombas mecánicas o sistemas de flotación de gas.

Para realizar los cálculos de requerimientos de calor necesario a la temperatura de operación, se utiliza la siguiente ecuación:

$$q_s = mC_p(T_2 - T_1) \quad (4.1)$$

donde:

q_s = Flujo de calor requerido para incrementar la temperatura del lodo de entrada desde T_1 hasta T_2 , (kcal/hr).

m = Flujo másico de lodo, (kg/hr)

C_p = Calor específico del lodo, (1.0 kcal/kg * °C)

T_1 = Temperatura de alimentación del lodo, (°C)

T_2 = Temperatura deseada dentro del tanque de digestión, (°C)

Los requerimientos de calor para la digestión de los lodos deben ser ajustados por las pérdidas de calor al aire y a los sólidos alrededor del tanque de digestión. Estas pérdidas de calor dependen de la figura del tanque de digestión, materiales de construcción y el gradiente de temperatura entre la temperatura de digestión del lodo y la temperatura ambiente del aire y/o sólidos exteriores, tal como se muestra en la figura 4.11.

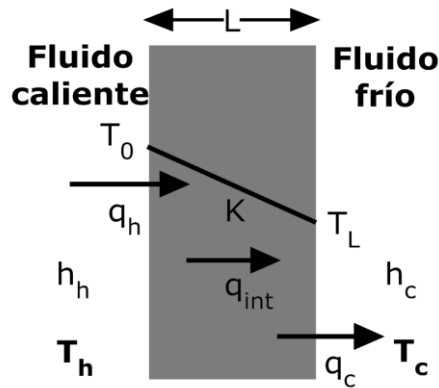


Figura 4.11. Material expuesto a dos fluidos de diferentes temperaturas

El coeficiente global de transferencia de calor es afectado directamente por el coeficiente de película para la superficie interior del tanque de digestión, y el coeficiente de película para la superficie exterior del tanque, así como por el espesor y la conductividad térmica de las paredes y materiales de construcción [6], es decir:

$$q_h = h_h A (T_h - T_0) \quad (4.2)$$

$$q_{int} = \frac{kA}{L} (T_0 - T_L) \quad (4.3)$$

$$q_c = h_c A (T_L - T_c) \quad (4.4)$$

$$T_h - T_c = \frac{q}{A} \left(\frac{1}{h_h} + \frac{L}{K} + \frac{1}{h_c} \right) \quad (4.5)$$

El coeficiente global de transferencia de calor es entonces:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{L}{K} + \frac{1}{h_c}} \quad (4.6)$$

Por tanto la expresión general para el cálculo de velocidad de pérdidas de calor a través de alguna estructura se puede reescribir como:

$$q_L = UA(T_2 - T_1) \quad (4.7)$$

donde:

q_h, q_{int}, q_c = Transferencia de calor debida a los gradientes de temperatura desde T_h hasta T_c , (kcal/hr).

h_h = Coeficiente de transferencia de calor entre el fluido caliente y el material expuesto al fluido.

h_c = Coeficiente de transferencia de calor entre el fluido frío y el material expuesto al fluido.

k = Conductividad térmica del material expuesto al fluido caliente y frío.

L = Espesor del material expuesto al fluido caliente y frío, (m).

T_h = Temperatura del fluido caliente, (°C).

T_c = Temperatura del fluido frío, (°C).

T_0 = Temperatura del material en la distancia $x=0$, (°C).

T_L = Temperatura del material en la distancia $x=L$, (°C).

q_L = Velocidad de pérdidas de calor, (kcal/hr)

U = Coeficiente global de transferencia de calor, (kcal/hr * m² * °C)

A = Área normal a la dirección del flujo de calor, (m²)

T_1 = Temperatura ambiente fuera del tanque de digestión, (°C)

T_2 = Temperatura deseada dentro del tanque de digestión, (°C)

Los cálculos de las pérdidas de calor se llevaron a cabo en 3 secciones del tanque digestor: paredes, piso y cubierta. Cada cálculo con su diferente coeficiente de transferencia de calor²⁷ y área de flujo de calor.

Los valores de requerimiento de calor (sin pérdidas en cubierta, paredes o losa) se presentan en la tabla 4.4, y los valores para las pérdidas de calor son presentados en la tabla 4.5.

Tabla 4.4. Requerimientos de calor para llevar a cabo la digestión en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S²⁸, sin considerar pérdidas de calor.

	Alim. (Kg/día)	Cp (kcal/kg C)	T2 (C)	T1 (C)	qs (kcal/día)	qs (kcal/hr)	kW
oct-08	205502	1	38.8	31.4	1514549	63106	73.4
nov-08	157024	1	38.3	29.5	1387378	57807	67.2

²⁷ Los coeficientes globales de transferencia de calor, fueron obtenidos de las memorias de cálculo de la empresa TRIBASA quien fue la consultoría que diseñó la planta de tratamiento de aguas residuales del caso de estudio. Sin embargo, existe bibliografía en la cual se detallan coeficientes globales de transferencia de calor para materiales de construcción de tanques de digestión anaerobia, ver referencias [9] y [10].

²⁸ En la tabla 4.4, los valores de temperatura corresponden a promedios mensuales y la alimentación en kg/d de lodo alimentado se calculó como la suma de la masa total alimentada en un mes dividida por el número de días. Esto se puede justificar, ya que se toman temperaturas promedio para el cálculo de los requerimientos de calor.

	Alim. (Kg/día)	Cp (kcal/kg C)	T2 (C)	T1 (C)	qs (kcal/día)	qs (kcal/hr)	kW
dic-08	106003	1	38.1	26.6	1219619	50817	59.1
ene-09	121394	1	38.7	24.7	1701859	70911	82.5
feb-09	111360	1	38.7	24.3	1610345	67098	78.0
mar-09	147406	1	39.0	25.7	1958883	81620	94.9
abr-09	155680	1	39.0	25.8	2055083	85628	99.6
may-09	84759	1	39.2	29.2	845529	35230	41.0
jun-09	42941	1	39.1	28.9	437666	18236	21.2
jul-09	65910	1	39.8	30.2	632072	26336	30.6
Ago-09	75207	1	39.2	33.1	456507	19021	22.1
Sep-09	71096	1	39.4	32.5	492692	20529	23.9
Oct-09	75414	1	39.5	30.2	698331	29097	33.8

Tabla 4.5. Pérdidas de calor en el tanque de digestión. Los diferentes valores de áreas y coeficientes globales de transferencia de calor, corresponden a cubierta, paredes y losa respectivamente²⁹.

	A (m ²)	U (kcal/hr m ² °C)	T2 (C)	T1 (C)	qs (kcal/día)	qs (kcal/hr)	kW
oct-08	176.71	2.45	38.76	29.5	96216.47	4009.02	4.66
	424.12	1.715			161649.78	6735.41	7.83
	182.051	0.588			23789.90	991.25	1.15
nov-08	176.71	2.45	38.29	25.7	130817.00	5450.71	6.34
	424.12	1.715			219780.85	9157.54	10.65
	182.051	0.588			32345.02	1347.71	1.57
dic-08	176.71	2.45	38.1	22.2	165209.71	6883.74	8.01
	424.12	1.715			277562.79	11565.12	13.45
	182.051	0.588			40848.75	1702.03	1.98
ene-09	176.71	2.45	38.67	20.4	189835.31	7909.80	9.20
	424.12	1.715			318935.36	13288.97	15.46
	182.051	0.588			46937.52	1955.73	2.27
feb-09	176.71	2.45	38.71	21.5	178821.33	7450.89	8.67
	424.12	1.715			300431.17	12517.97	14.56
	182.051	0.588			44214.27	1842.26	2.14
mar-09	176.71	2.45	39.01	23.5	161157.40	6714.89	7.81
	424.12	1.715			270754.65	11281.44	13.12
	182.051	0.588			39846.80	1660.28	1.93
abr-09	176.71	2.45	38.98	24.3	152533.24	6355.55	7.39
	424.12	1.715			256265.52	10677.73	12.42

²⁹ T₁ es la temperatura media registrada por la estación meteorológica 764055 (MMLP) [7], y T₂ es la temperatura promedio a la cual se llevó el proceso de digestión. El área de la cubierta se calculó como si fuera una circunferencia, el de las paredes se calculó como el área de un cilindro sin tapas y en piso se calculó el área lateral de un tronco de cono sumando el área del círculo inferior.

	A (m ²)	U (kcal/hr m ² °C)	T2 (C)	T1 (C)	qs (kcal/día)	qs (kcal/hr)	kW
	182.051	0.588			37714.44	1571.44	1.83
may-09	176.71	2.45	39.21	28.5	111282.77	4636.78	5.39
	424.12	1.715			186962.11	7790.09	9.06
	182.051	0.588			27515.10	1146.46	1.33
jun-09	176.71	2.45	39.09	29.7	97567.25	4065.30	4.73
	424.12	1.715			163919.16	6829.96	7.94
	182.051	0.588			24123.88	1005.16	1.17
jul-09	176.71	2.45	39.83	32.8	73045.55	3043.56	3.54
	424.12	1.715			122721.16	5113.38	5.95
	182.051	0.588			18060.80	752.53	0.88
ago-09	176.71	2.45	39.18	32.9	65252.64	2718.86	3.16
	424.12	1.715			109628.57	4567.86	5.31
	182.051	0.588			16133.97	672.25	0.78
Sep-09	176.71	2.45	39.39	31.3	84059.53	3502.48	4.07
	424.12	1.715			141225.34	5884.39	6.84
	182.051	0.588			20784.05	866.00	1.01
Oct-09	176.71	2.45	39.50	27.3	126764.69	5281.86	6.14
	424.12	1.715			212972.71	8873.86	10.32
	182.051	0.588			31343.07	1305.96	1.52

Por tanto a los requerimientos de calor, es necesario sumar las pérdidas de calor en cubierta, paredes y losa, para obtener los requerimientos reales de calor en la digestión. Estos valores son presentados en la figura 4.12.

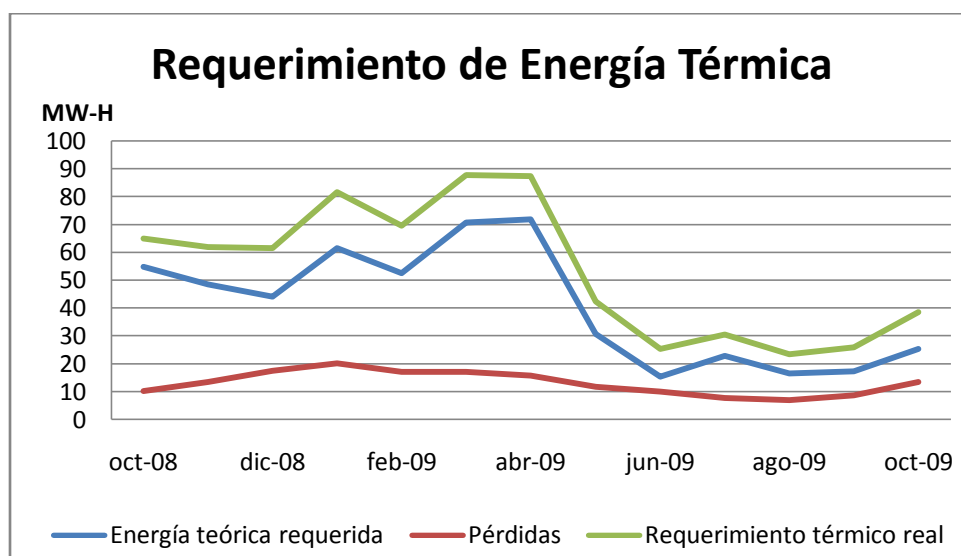


Figura 4.12. Requerimientos mensuales de energía térmica en MW-H para la P.T.A.R. de la ciudad de La Paz BCS.

Se puede comparar el cálculo del requerimiento mensual teórico contra el calor producido por la quema actual del diesel en la caldera para elevar la temperatura, para saber si existe relación entre el dato teórico y el dato “real” (considerando que en la planta existen buenas prácticas y no existen mermas en el consumo de diesel). Esto se observa en las figuras 4.13 y 4.14 respectivamente.

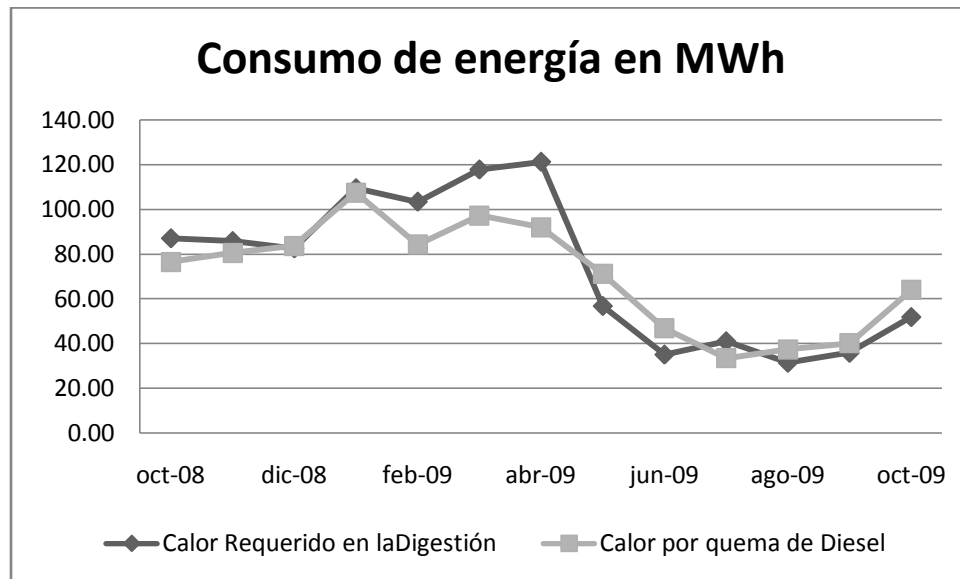


Figura 4.13. Comparación del calor teórico requerido para llevar a cabo la digestión a la temperatura promedio y el calor real desprendido por la quema de Diesel en la caldera.

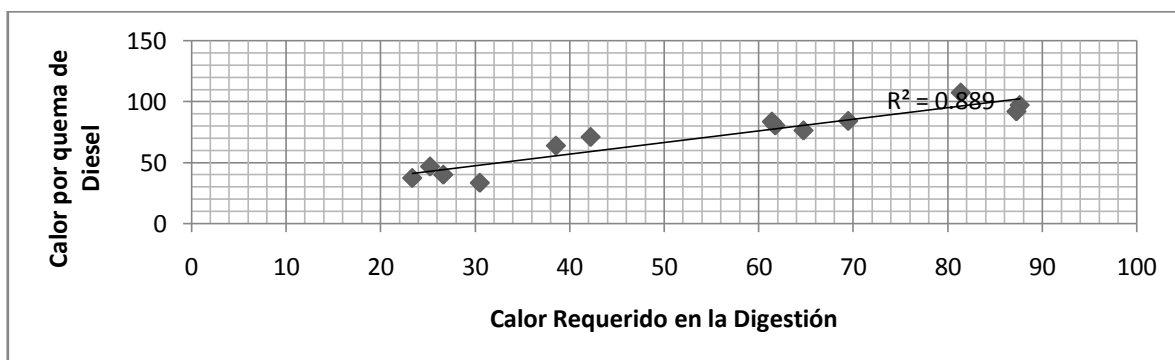


Figura 4.14. Cálculo del coeficiente de correlación para el calor requerido a la temperatura promedio de la digestión y el calor desprendido por la quema de Diesel.

4.5 Caracterización del biogas generado y producción teórica.

Para conocer la calidad del biogas que se produce en la digestión anaerobia de los lodos producidos en la planta de tratamiento, se realizó una serie de muestreos en las fechas

comprendidas del 7 enero al 6 de febrero del año 2010. Estas muestras³⁰ fueron analizadas mediante cromatografía de gases (Cromatógrafo: Fisher Gas Partitioner Modelo 1200, con detector de conductividad térmica, de doble columna, Porapak Q y malla molecular SA). La temperatura de la columna se mantuvo a 50°C, la corriente del puente a 150 mA y el atenuador en 4.0. Se empleó Helio como gas acarreador a un flujo de 25 mL/min. Estas pruebas fueron realizadas por el **Laboratorio de bioprocesos ambientales del Instituto de Ingeniería de la UNAM**, y los resultados de los análisis de esas muestras se presentan en la figura 4.15.

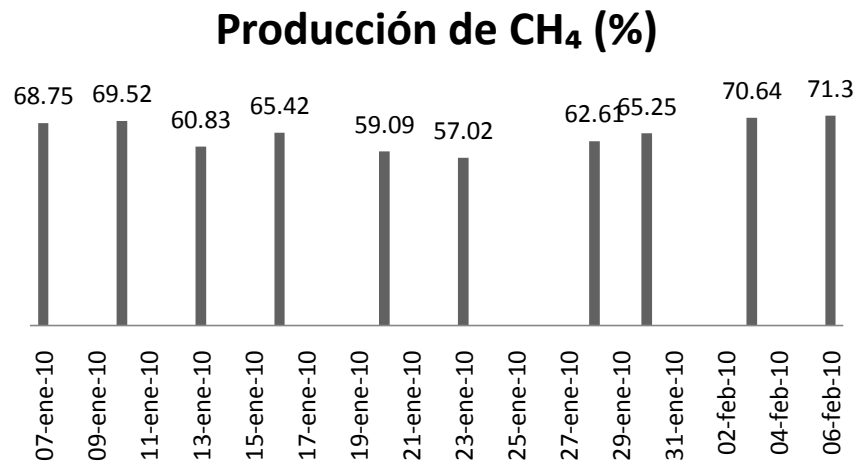


Figura 4.15. Contenido de Metano de las muestras de biogas analizadas de la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.

La producción teórica de metano fue calculada utilizando el porcentaje de remoción de sólidos suspendidos volátiles y el caudal alimentado de estos sólidos al digestor (la cual se obtiene conociendo el valor de los sólidos suspendidos volátiles a la entrada y el caudal alimentado), siendo los meses analizados julio y agosto de 2008, y los meses comprendidos entre junio 2009 y enero 2010³¹. Las gráficas de comportamiento teórico de la producción de metano se presentan en las figuras 4.16 a 4.25, siendo la forma para calcular la remoción de sólidos suspendidos volátiles la siguiente (ecuación de Van Kleeck):

$$\%RSV = \frac{A - B}{A - (A * B)} * 100 \quad (4.8)$$

donde A y B son:

$$A = \frac{SV_{influyente}}{ST_{influyente}} \quad y \quad B = \frac{SV_{efluente}}{ST_{efluente}} \quad (4.9)$$

³⁰ La descripción de como se realizó el muestreo y como se conservaron las muestras, se presenta en el apéndice I.

³¹ En el apéndice I, se presentan los valores de sólidos suspendidos totales, volátiles y fijos para los meses analizados. También se presentan los caudales para la obtención del biogas producido.

donde:

$\%RSV$ = Remoción porcentual de los sólidos suspendidos volátiles en el proceso de digestión,

A = Fracción porcentual de sólidos suspendidos volátiles en el influente,

B = Fracción porcentual de sólidos suspendidos volátiles en el efluente,

SV = Cantidad de sólidos suspendidos volátiles (mg/L),

ST = Cantidad de sólidos suspendidos totales (mg/L).

De acuerdo con [8] se pueden calcular producciones mínimas y máximas teóricas de producción de metano, sabiendo que se pueden obtener entre $0.75 \text{ m}^3\text{CH}_4/\text{kg SSV}$ removidos y $1.12 \text{ m}^3\text{CH}_4/\text{kg SSV}$ removidos. A continuación se presentan los resultados obtenidos con los datos proporcionados por la PTAR.

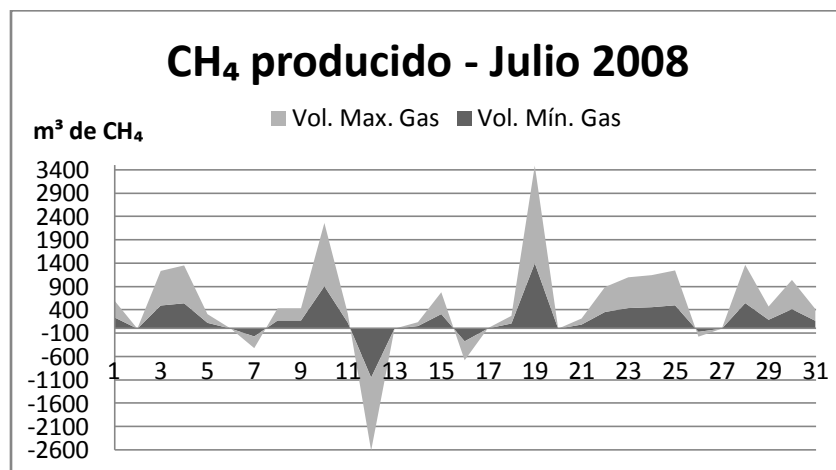


Figura 4.16. Producción teórica de metano para el mes de julio de 2008 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.

En la gráfica anterior y en las subsecuentes existen inconsistencias, como producciones negativas de CH_4 , periodos sin producción de CH_4 o muy altas producciones de CH_4 . Esto lleva a la formulación de las siguientes hipótesis explicativas de los resultados y en otros casos a conclusiones definitivas:

- Pueden existir errores de medición en los parámetros contaminantes (sólidos suspendidos volátiles o sólidos suspendidos fijos),
- Las mediciones fueron determinadas correctamente, sin embargo, al momento de la captura de los datos, estos fueron intercambiados. Ejemplo: el valor de los sólidos suspendidos volátiles pudo haber sido capturado como valor de sólidos suspendidos fijos,
- Existen días en los cuales “no existen producciones”, sin embargo esto no es posible. La explicación de estos días corresponde a una de las siguientes causas:

1. El día corresponde a uno en el que no se determinaron los contaminantes, por lo cual no fue posible determinar la remoción de los sólidos volátiles y por tanto la producción teórica de metano.
 2. No hubo caudal de entrada al tanque digestor, sin embargo, la producción no puede ser cero (esto se explica por los tiempos de retención celular en el tanque digestor).
- La teoría del cálculo de la remoción de los sólidos suspendidos volátiles no contempla que el proceso sea intermitente y el caudal suministrado al tanque en ocasiones no es el mismo para días distintos. Esto conlleva a que el tiempo de retención celular sea diferente para distintos días y que la concentración de contaminantes dentro del tanque digestor varíe con el tiempo.

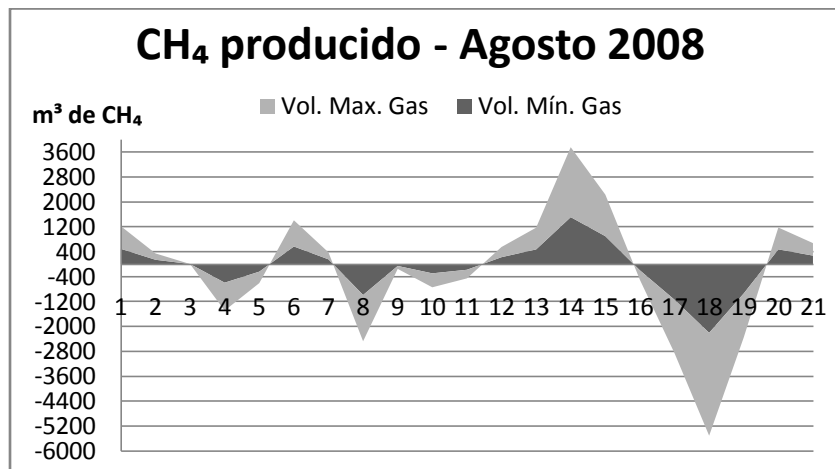


Figura 4.17. Producción teórica de metano para el mes de agosto de 2008 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.

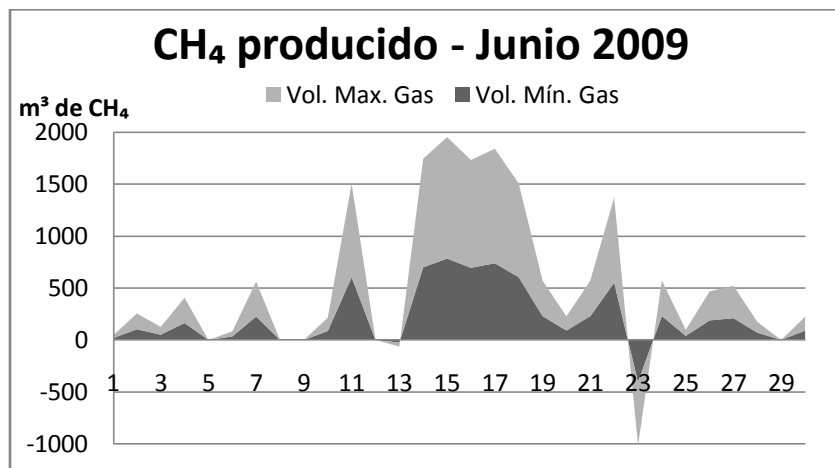


Figura 4.18. Producción teórica de metano para el mes de junio de 2009 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.

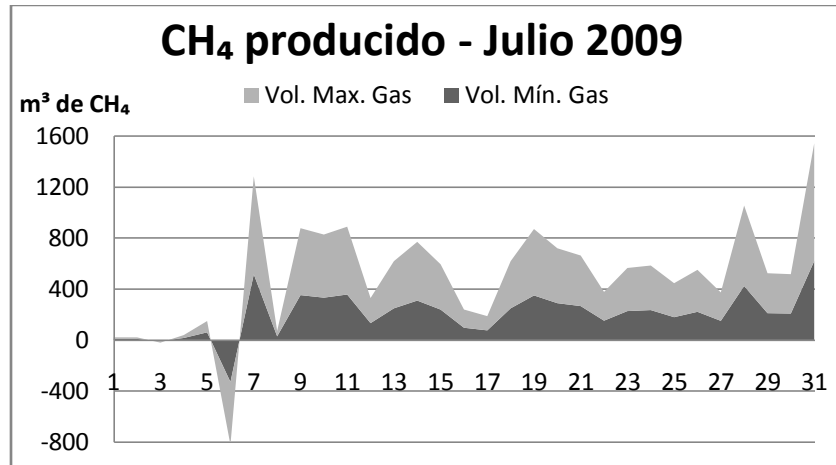


Figura 4.19. Producción teórica de metano para el mes de julio de 2009 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.

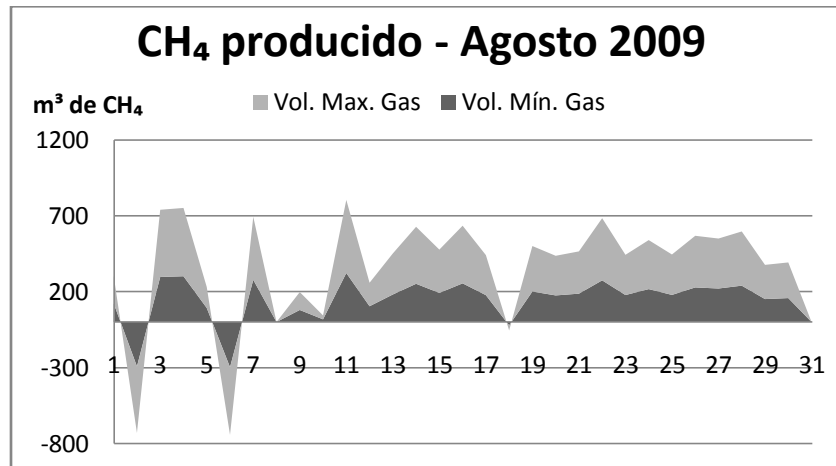


Figura 4.20. Producción teórica de metano para el mes de agosto de 2009 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.

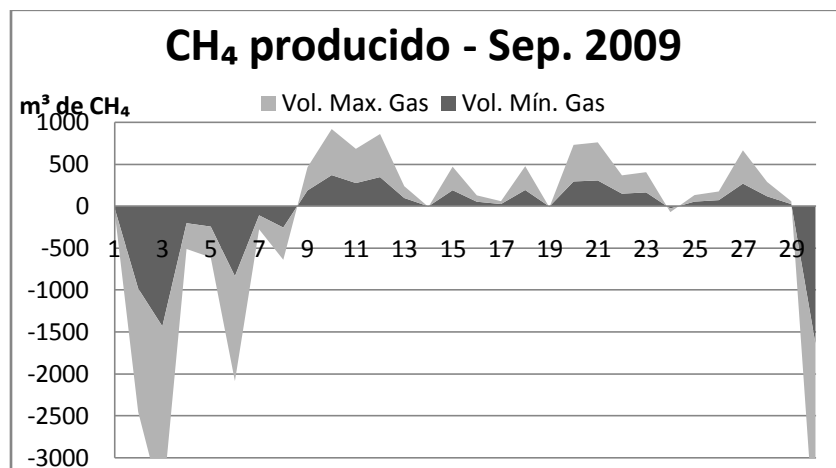


Figura 4.21. Producción teórica de metano para el mes de septiembre de 2009 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.

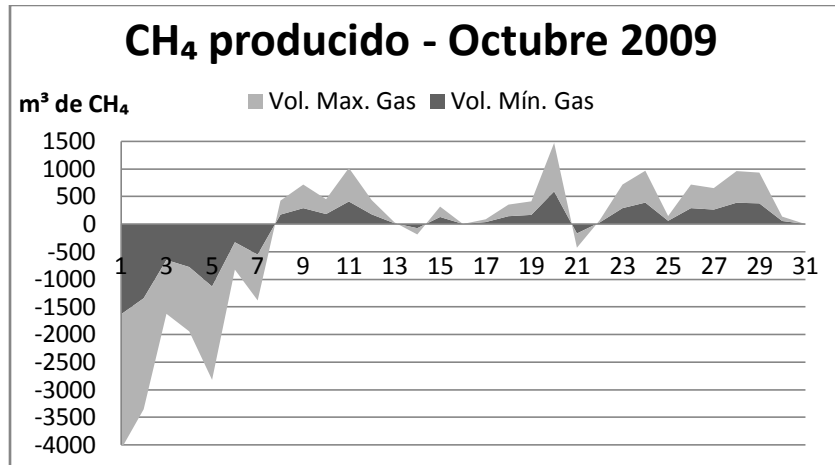


Figura 4.22. Producción teórica de metano para el mes de octubre de 2009 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.

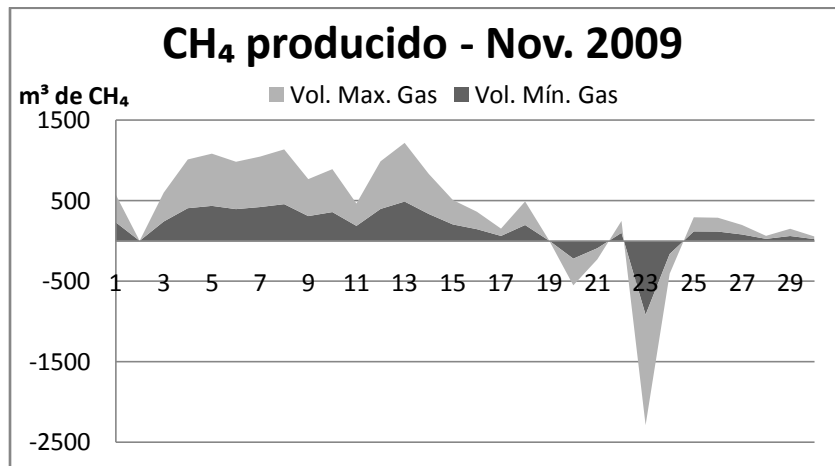


Figura 4.23. Producción teórica de metano para el mes de noviembre de 2009 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.

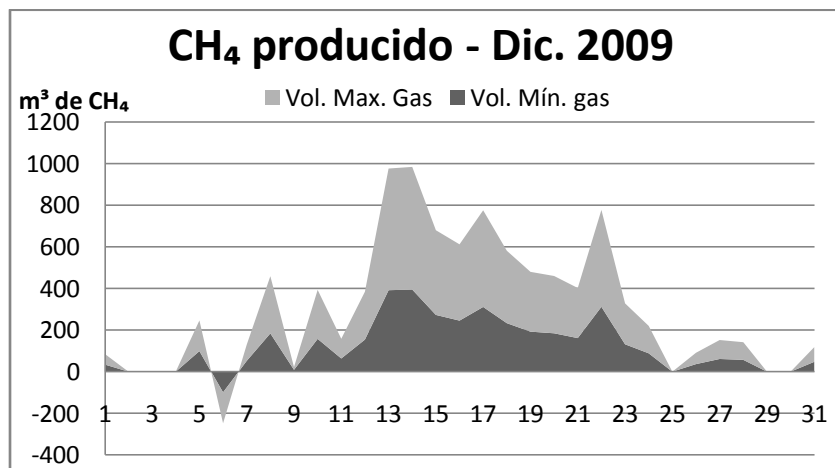


Figura 4.24. Producción teórica de metano para el mes de diciembre de 2009 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.

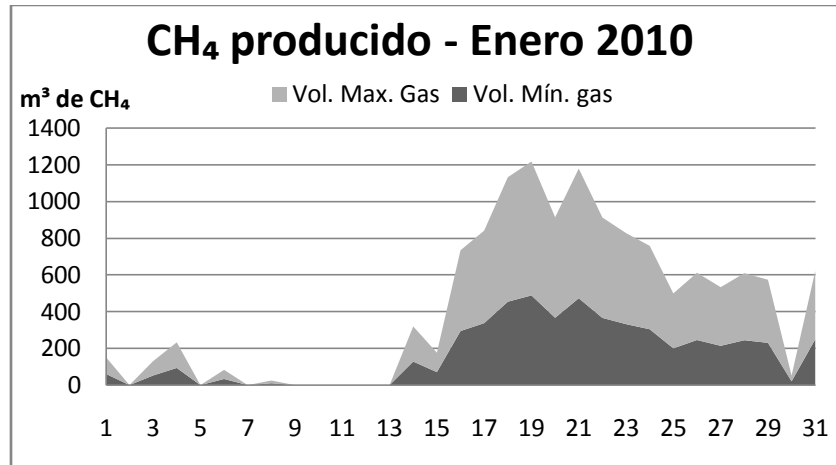


Figura 4.25. Producción teórica de metano para el mes de enero de 2010 en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S.

Estas observaciones en el caso de estudio, llevan a las siguientes sugerencias que pueden ser implementadas para el mayor control de la estabilización de los lodos producidos:

- Instalación de medidores de flujo a la entrada y salida del tanque digestor (lodo crudo y lodo estabilizado).
- Instalación de medidor de flujo a la salida del gas producido por la estabilización del lodo (biogas). Esta operación proveerá de una medición real del biogas, sin tener producciones mínimas y máximas teóricas que generan un alto grado de incertidumbre.
- Contemplar en las mediciones y reportes, los errores asociados a los equipos que se utilizan para el análisis de los contaminantes en los lodos.
- Aplicar un cronograma de actividades para el mantenimiento de bombas, intercambiadores de calor y demás equipos involucrados en la digestión anaerobia de los lodos.
- Mantener la temperatura de operación en el tanque digestor entre 35 y 37 °C (esto lleva a una disminución en el consumo de la energía térmica y en los costos asociados a la operación del proceso). Las temperaturas entre 35-37 °C son las recomendadas para la operación en los rangos mesófilos, teniendo en cuenta que se debe asegurar el tiempo de retención celular acorde al diseño del tanque digestor (factor de seguridad 15 días).

Tabla 4.6. Producción mínima, máxima y promedio³² de metano mensual tomando en cuenta 0.75 m³ CH₄/kg SSV removidos y 1.12 m³ CH₄/kg SSV removidos.

Mínima producción m ³ /d		Julio 2008	Agosto 2008	Junio 2009	Julio 2009
	Mínimo	5.00	136.11	16.90	8.03
	Máximo	1399.83	1502.93	782.95	617.60
	Promedio	356.83	515.58	292.26	224.16
Máxima producción m ³ /d		Julio 2008	Agosto 2008	Junio 2009	Julio 2009
	Mínimo	7.48	203.26	25.24	12.00
	Máximo	2090.42	2244.38	1169.20	922.25
	Promedio	532.87	769.93	436.45	334.75
Mínima producción m ³ /d		Agosto 2009	Sept. 2009	Octubre 2009	Nov. 2009
	Mínimo	17.28	22.36	11.44	1.32
	Máximo	322.40	367.44	588.79	487.47
	Promedio	195.00	174.63	219.75	230.69
Máxima producción m ³ /d		Agosto 2009	Sept. 2008	Octubre 2009	Nov. 2009
	Mínimo	25.81	33.39	17.09	1.97
	Máximo	481.45	548.70	879.26	727.95
	Promedio	291.21	260.77	328.17	344.50
Mínima producción m ³ /d		Dic. 2009	Enero 2010		
	Mínimo	8.84	9.95		
	Máximo	394.63	487.98		
	Promedio	161.31	228.92		
Máxima producción m ³ /d		Dic. 2009	Enero 2010		
	Mínimo	13.21	14.86		
	Máximo	589.31	728.72		
	Promedio	240.89	341.85		

³²Para el cálculo de los valores promedios se decidió eliminar los valores negativos y los valores 0 (cuando “no se tenía producción”). Como ya se comentó, es imposible que no hubiera producción, pero no fue posible contabilizarla debido a la ausencia de datos.

Los valores de contaminantes que fueron utilizados para calcular la producción de CH_4 son presentados en el apéndice I, así como el caudal alimentado con lo cual se pueden obtener los sólidos volátiles al tanque digestor.

La generación y calidad del biogas en plantas de tratamiento de aguas residuales, está ampliamente relacionada con los caudales de entrada, características del agua residual tratada (procedencia del agua residual que influye en los contaminantes) y por ende, el lodo producido. Hasta la fecha es complicado el entendimiento de todos los grupos de microorganismos que participan en las fases de la digestión anaerobia, sin embargo, es posible el control de algunos parámetros clave como el tiempo de retención celular, la temperatura de operación y el control de la alcalinidad que son claves en la calidad y generación de biogas. Para mayores detalles, se sugiere consultar los trabajos de Perry L. McCarty [3].

Referencias bibliográficas.

- [1] Valdez E. Vázquez A., "Ingeniería de los sistemas de tratamiento y disposición de aguas residuales", Fundación ICA, 2003. ISBN: 968-7508 05-4.
- [2] Metcalf& Eddy, Inc. 1991. "Wastewater Engineering. Treatment, Disposal and Reuse", McGraw-Hill Publishing Company.
- [3] Perry L. McCarty, "Anaerobic Waste Treatment Fundamentals, Part One: Chemistry and Microbiology", Public Works, September 1964.
- [4] <http://www.wft.be/engels/home.asp>
- [5] A. M. Bruce, "Sewage sludge stabilization and disinfection", Water Research Centre, Stevenage Hertfordshire, ELLIS HORWOOD LIMITED, 1984. ISBN: 0-85312-524-4.
- [6] Cecil Lue-Hing, David R. Zenz, Prakasam Tata, Richard Kuchenrither, Joseph Malina Jr., Bernard Sawyer, "Municipal sewage sludge management: A reference text on processing, utilization and disposal", volume 4, second edition, Technomic publishing Co., Inc., 1998, ISBN: 1-56676-621-4.
- [7] http://www.tutiempo.net/clima/La_Paz_International_Airport/764055.htm.
- [8] Noyola, A., "Anaerobio vs Aerobio, un debate (casi) superado. Biológico vs primario avanzado, ¿el nuevo debate? Ingeniería y Ciencias Ambientales. 1998, Núm. 34 . Enero-Febrero., 10-14.
- [9] "Process Design Manual for Sludge Treatment and Disposal", U.S. Environmental Protection Agency, September 1979, EPA 625/1-79-011.
- [10] Izrail S. Turovskiy, P.K. Matha, "Wastewater Sludge Processing", Wiley - Interscience, 2006, ISBN: 0-471-70054-1.

Capítulo 5. ANÁLISIS DE RESULTADOS Y DISCUSIÓN.

En esta sección se presentan los resultados obtenidos del análisis exérgico, económico y de emisiones evitadas de gases de efecto invernadero, al aprovechar el biogas que se produce en la planta de tratamiento descrita en el capítulo 4 (caso de estudio).

En el capítulo 3 se describieron diferentes tecnologías, así como las adaptaciones requeridas para que puedan funcionar con biogas proveniente de la planta de tratamiento de aguas residuales del caso de estudio. Se decidió analizar una microturbina³³ de gas Capstone de 30kW eléctricos (ver figura 3.9 y 3.10) que funciona con el biogas producido en el biodigestor de lodos de la PTAR en las siguientes dos modalidades:

- Aprovechamiento de biogas para producción de electricidad y
- Aprovechamiento de biogas para producción de electricidad y calor (cogeneración).

Mediante la metodología de análisis mostrada en el capítulo 2 y los resultados obtenidos en este capítulo, se determinaron los beneficios energéticos, económicos y ambientales que se obtiene al utilizar fuentes de energía renovable (biogas para nuestro caso de estudio) en la producción de electricidad y/o calor, en lugar de desaprovechar este recurso.

5.1 Microturbina para la producción de electricidad.

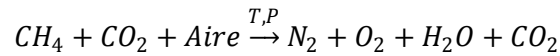
El análisis teórico de la microturbina utiliza el biogas producido en el caso de estudio, que tiene una composición promedio de 65% de metano y el 35% restante se consideró que es dióxido de carbono. Se consideró un factor de planta del 90% (debido a que en condiciones estables la planta es capaz de producir la cantidad mínima de biogas requerida para su correcto funcionamiento y el tiempo utilizado para el mantenimiento del equipo es mínimo [1]. Con un factor de planta de 90%, es equivalente a considerar que el equipo permanece sin funcionar un total de 36.5 días al año.

5.1.1 Análisis exérgico.

Para poder realizar el análisis de exergia, se utilizaron las condiciones de operación mostradas en la tabla 5.1 y descritas en [2]. Estas condiciones se utilizaron para calcular las condiciones faltantes de operación y para la obtención de las propiedades termodinámicas de los compuestos en la microturbina, mediante el programa Reference Fluid thermodynamic

³³ Se decidió el análisis de la microturbina ya que es un equipo de reciente aparición en el mercado Mexicano (las Microturbinas Capstone estuvieron disponibles a partir del 2006 en México), por contar con los datos de operación (requeridos para el análisis de exergia) y derivado de la revisión bibliográfica se encontró que no existían estudios a detalle del análisis de exergia para este equipo, a diferencia de otras tecnologías revisadas en el capítulo 3.

and Transport Properties del National Institute of Standards and Technology. Para la obtención de los gases de combustión, se consideró la siguiente reacción:



Las condiciones de las corrientes de la microturbina se observan en la tabla 5.2 y la figura 5.1.

Tabla 5.1. Temperatura, presión y flujos de entrada a cada componente de la microturbina de gas. Datos obtenidos de [2].

CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA MICROTURBINA (DATOS DE ENTRADA A CADA COMPONENTE)	
Compresor	Temperatura y presión ambiental
Recuperador	200°C, 4.6 - 4.7 bar (Condiciones del aire)
Cámara de combustión	448 °C, 4.6 – 4.7 bar (Condiciones del aire)
Turbina	750 °C, 4.6 – 4.7 bar (Condiciones del aire)
Flujo de aire	0.31 kg/s
Flujo de combustible	20.25 kg/h

Tabla 5.2. Exergias físicas y químicas en la microturbina, obtenidas de las condiciones de presión, temperatura y flujos másicos.

Propiedad	Corriente 1	Corriente 2	Corriente 3	Corriente 4	Corriente 5	Corriente 6	Corriente 7
Compuesto	Aire	Aire	Aire	Biogás	Gases de C. ³⁴	Gases de C.	Gases de C.
Temperatura, °C	15	200	448	39-50	750	497	275
Presión, bar	1 atm	4.6	4.6-4.7	4.7	4.6-4.7	1.28	1.26
Flujo, kg/s	0.31	0.31	0.31	0.005625	0.315625	0.315625	0.315625
h, kJ/kg	416.06	604.51	867.3	686.14	1170.47075	876.199372	631.176133
h_{ds}^{35} , kJ/kg	416.06	416.06	416.06	655.1	290.01	290.01	290.01
s, kJ/kg K	3.8621	3.9307	4.3764	4.0998	7.57828533	7.62281841	7.25268971
s_{ds} , kJ/kg	3.8621	3.8621	3.8621	4.4873	6.46	6.46	6.46
Ex_f , kJ/kg	0	168.68291	303.044455	142.698125	557.673535	250.56995	112.199295

³⁴ Las propiedades termodinámicas de los gases de combustión, fueron calculadas utilizando el modelo de gas ideal, donde la entalpia y entropia de los gases de combustión está conformada por el aporte de cada gas en la mezcla.

³⁵ El subíndice ds, se refiere al estado muerto (estado de equilibrio termodinámico) el cual se obtuvo para cada compuesto o mezcla (aire, biogas, agua y gases de combustión a la temperatura de 15 °C y 1 atm.), con la ayuda del programa Reference Fluid thermodynamic and Transport Properties.

Propiedad	Corriente 1	Corriente 2	Corriente 3	Corriente 4	Corriente 5	Corriente 6	Corriente 7
$Ex_f, \text{kJ/s}$	0	52.2917021	93.9437811	0.80267695	176.015709	79.0861403	35.4129026
$Ex_q, \text{kJ/kg}$	0	0	0	21259.73	9.075	9.075	9.075
$C_p, \text{kJ/kg K}$	1.0127	1.0338	1.0884	1.14462	1.19109226	1.13199526	1.07644023

Una vez obtenidas las propiedades termodinámicas para realizar el análisis de exergía, se calcularon los parámetros que definen y permiten comparar el comportamiento termodinámico de diferentes equipos³⁶. **Los análisis de exergía para cada componente de la microturbina son descritos en el Apéndice II**, que en nuestro caso se refiere a la microturbina para generación de electricidad y la microturbina en la modalidad de cogeneración, analizados como un sistema global y por componentes. En la figura 5.1 se pueden observar las diferentes corrientes de exergía de entrada y salida a cada uno de los componentes de la microturbina, y los resultados del análisis de exergía para la microturbina en la modalidad de generación de electricidad se pueden observar en la figura 5.2 y tabla 5.3.

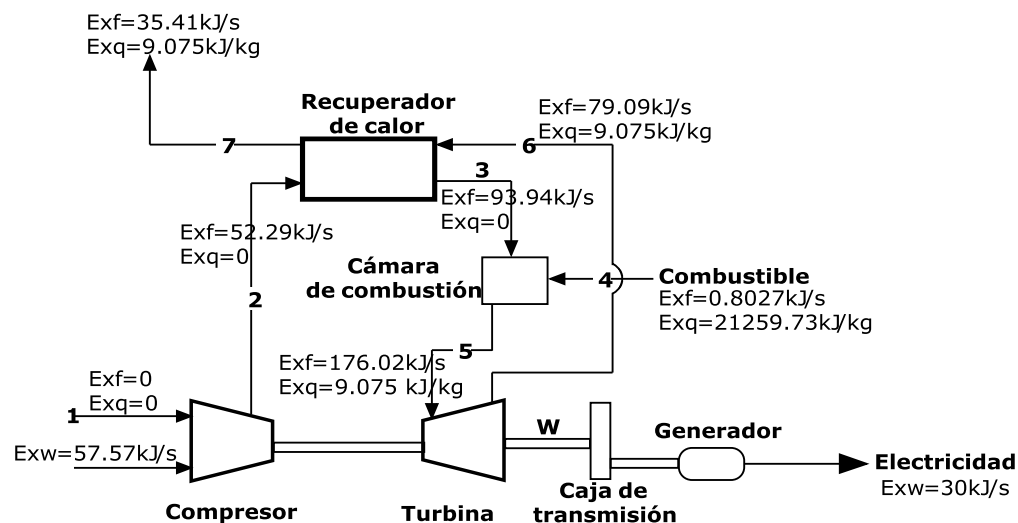


Figura 5.1. Exergías físicas y químicas a la entrada y salida de cada componente de la microturbina. Al diagrama por componentes de la microturbina se incluyeron sus correspondientes corrientes de exergía (descritas en la tabla 5.2 y calculadas con las condiciones de operación).

Tabla 5.3. Parámetros de comportamiento termodinámico de la microturbina.

	Compresor	Recuperador de calor	Cámara de combustión	Turbina
Irreversibilidades, kJ/s	5.458	2.021	35.452	66.930
Efluentes, kJ/s	0	38.277	0	0

³⁶ Irreversibilidades, eficiencia, efectividad, rendimiento, pérdidas de exergía y potencial de mejoramiento.

	Compresor	Recuperador de calor	Cámara de combustión	de Turbina
Pérdidas de exergía, kJ/s	5.458	40.298	35.452	66.930
Eficiencia, fracción porcentual	0.905	0.985	0.835	0.620
Efectividad, fracción porcentual	0.905	0.954	0.696	0.310
Rendimiento, fracción porcentual	0.905	0.693	0.834	0.620
Potencial de mejoramiento, kJ/s	0.516	38.371	10.76813632	46.215

Como se puede observar en la figura 5.1 y tabla 5.2 el trabajo desarrollado por la microturbina proviene en su gran mayoría de la exergía química aportada por el combustible (biogas) y aunque los parámetros de comportamiento por separado es alta (eficiencia, efectividad y rendimiento) tal como se observa en la tabla 5.3 y las figuras 5.2 y 5.3, la microturbina evaluada como un solo componente solamente tiene una eficiencia del 38%, efectividad del 37% y rendimiento de 18% (véase sección 5.3), debido a que se pierde exergía en la conversión del trabajo desarrollado por la turbina a la generación de electricidad, pérdidas debidas a las irreversibilidades y las pérdidas por efluentes.

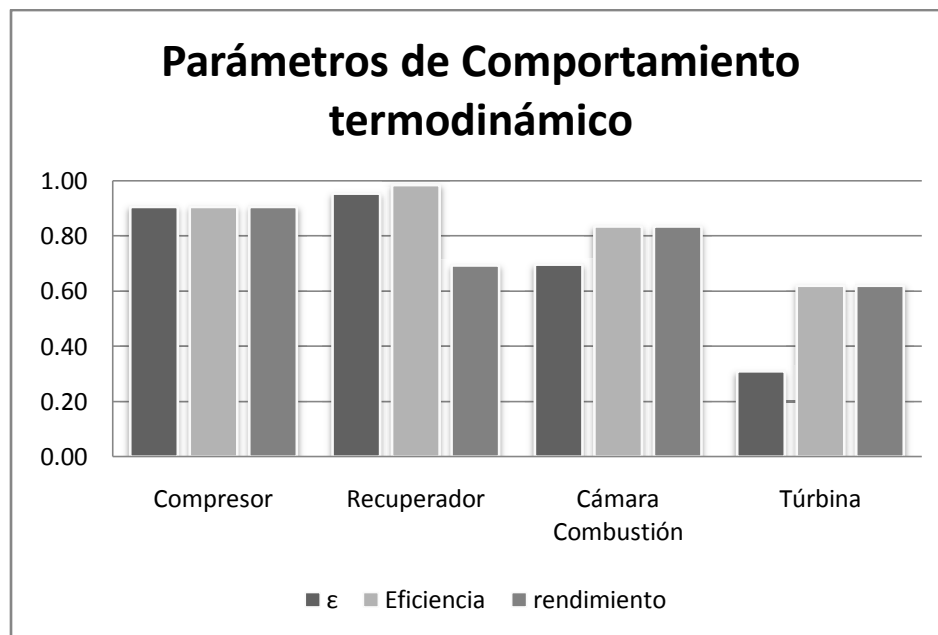


Figura 5.2. Parámetros de comportamiento termodinámico para cada uno de los componentes de la microturbina.

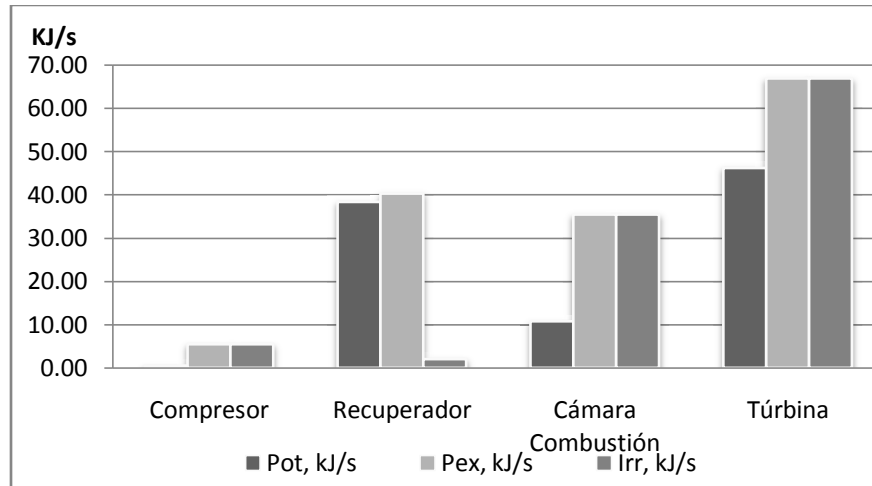


Figura 5.3. Parámetros de comportamiento termodinámico para cada uno de los componentes de la microturbina.

Lo que se puede observar en la figura 5.3 es que el equipo con un mayor potencial de mejoramiento es la turbina, sin embargo, esto se debe a que en el análisis de exergía por equipos el trabajo desarrollado por la turbina se consideró igual al trabajo desarrollado por la microturbina (es decir, 30kWe).

5.1.2 Análisis económico.

El análisis económico se realizó a precios constantes del 2007, utilizando como moneda dólares americanos. La razón de elegir este año para los análisis económicos, reside sobre todo al comportamiento estable que presentó el peso mexicano en 2007 (comportamiento de moneda constante) y la cercanía a principios del 2010 (año en que se obtuvieron las cotizaciones de los equipos de la microturbina).

Para la conversión de moneda de los flujos de efectivo, se utilizó el tipo de cambio técnico extraído del documento costos y parámetros de referencia 2009 [3] y para la conversión hacia dólares del 2007 se calculó utilizando los valores de inflación publicados en la página del departamento del trabajo de los Estados Unidos [4].

En la tabla 5.4, se presentan los costos de la microturbina a precios corrientes de inicios del 2010. El equipo fue cotizado con diversos proveedores³⁷, y se utilizó aquel que propuso la cotización más completa sobre los equipos requeridos para el correcto funcionamiento de la microturbina.

Tabla 5.4. Cotización de la microturbina de gas de 30kW eléctricos que funciona con biogas.

EQUIPO	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (USD 2010)
Suministro microturbina modelo 30R-BG4B000, para utilizar biogas procedente de una P.T.A.R. con		

³⁷ Se consultó con Industrias Energéticas S.A. de C.V., Power Equipos Térmicos y MOPESA.

EQUIPO	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (USD 2010)
65% de CH ₄ , sin siloxanos, cable multipack de 15ft, kit de válvulas y regulación de presión de gas. Personal autorizado de Capstone Turbine Corporation para realizar la puesta en marcha	1	51,460.00
Servicio de transportación con seguro de la planta a las instalaciones en La Paz B.C.S. Se incluye flete, seguro, honorarios del agente aduanal y maniobras para colocar el equipo.	1	9,000.00
Suministro de estación de tratamiento y compresión de biogas marca ADICOMP, modelo BVG5.5AD-IND, con capacidad de 0 a 35 m ³ /hr de biogas). El precio incluye flete, seguro, honorarios del agente aduanal y maniobras.	1	64,500.00
Instalación y mano de obra	1	9,000.00

Los 133,960.00 dólares de inversión a principios de 2010 son equivalentes a 127,854.55 dólares del 2007 utilizando para la conversión un factor de 1.047753 dólares del 2010 por dólar del 2007 (valor calculado a junio del 2010).

El precio de la energía eléctrica se obtuvo promediando el precio promedio del kW-h real cobrado de junio de 2008 a junio de 2009 para el caso de estudio (precio medio) y el promedio del cargo por kW- h consumido de junio de 2009 a junio de 2010, en la tarifa O-M para Baja California Sur (publicado en el portal de CFE).

Es entonces que para realizar los cálculos, se utilizó la metodología descrita en el capítulo 2, con los valores detallados en la tabla 5.5:

Tabla 5.5. Valores requeridos para realizar la evaluación económica del proyecto.

Precio medio de la energía eléctrica, \$/kWh	Energía anual generada por MGT, kWh	Flujo efectivo por energía ahorrada, USD 2007	TREMA	Vida de la Tecnología
1.421	193158	20566.425	12%	10 años

Recordando la teoría de evaluación de proyectos descrita en el capítulo 2:

$$VPN = VP \text{ beneficios} - VP \text{ costos} = \sum_{t=0}^n \frac{F_j}{(1+i)^t} - I_0 \quad (2.38)$$

$$AE = F_j - [(I_0 - R)(A/P, i, n) + R(i)] \quad (2.40)$$

$$PR = P / \text{Ingresos anuales} \quad (2.41)$$

La tasa interna de rendimiento (TIR), se define como la tasa de interés que reduce a cero el valor presente, el valor futuro, o el valor anual equivalente de una serie de ingresos y egresos.

Esto quiere decir que la metodología de la TIR consiste en encontrar la tasa de interés que haga cumplir la ecuación 2.38.

Con los valores anteriores y la metodología descrita, se obtuvieron los resultados mostrados en la tabla 5.6:

Tabla 5.6. Resultados del análisis económico, a dólares del 2007.

	<u>VPN</u>	<u>VAE</u>	<u>TIR</u>	<u>TREMA</u>	<u>PR</u>
USD 2007	-11649.7	-2061.81			6.22 años
TASA INTERÉS			10%	12%	

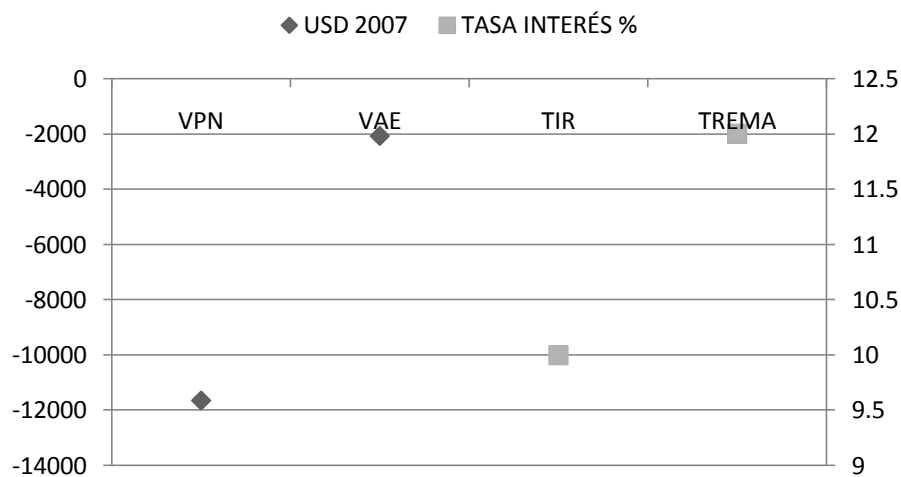


Figura 5.4. Resultados obtenidos para la microturbina en la producción de energía eléctrica.

Finalmente se presentan los resultados del Costo nivelado, el cual es el costo de la energía eléctrica³⁸. Recordando la forma de evaluación descrita en el capítulo 2:

$$CI = \frac{\sum_{t=-N}^{-1} I_t (1+i)^{-t}}{\sum_{t=0}^{n-1} GNA_t (1+i)^{-t}} \quad (2.42)$$

Mediante la ecuación 2.42, se obtuvo el resultado para la microturbina y fue posible comparar contra el costo de tecnologías de generación distribuida³⁹. Los resultados y comparación se detallan en las figuras 5.5 y 5.6:

³⁸ Se calculó el costo del kW-h tomando en cuenta el costo por inversión y al compararse contra otras tecnologías se incluyó el costo por combustibles. En nuestro caso el combustible se considera que no tiene ningún costo.

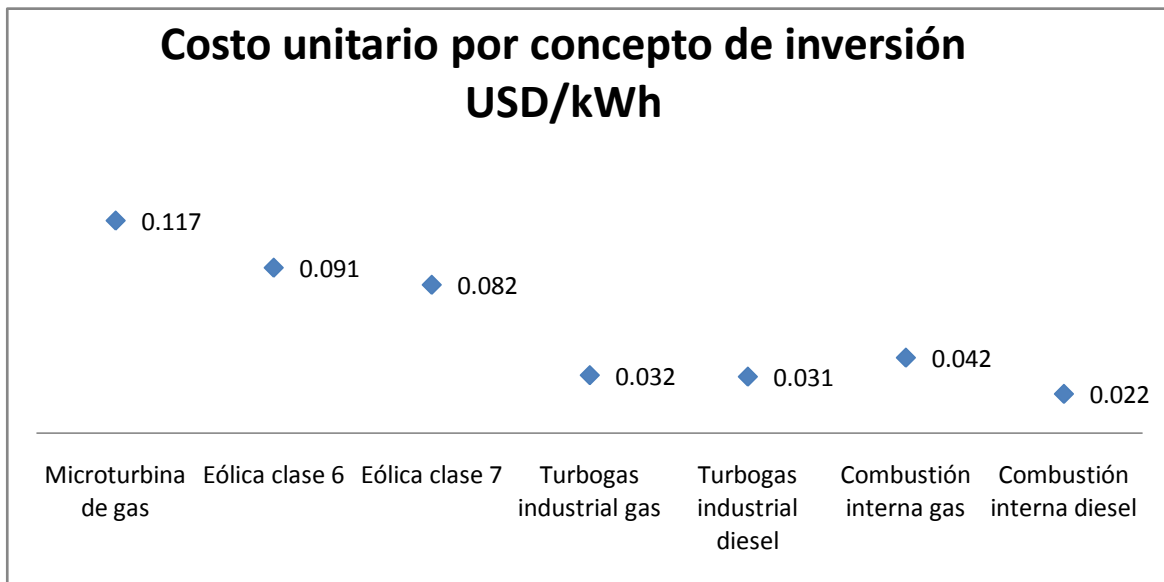


Figura 5.5. Comparación del costo para la tecnología analizada Vs tecnologías de generación distribuida, contemplando únicamente el concepto de inversión.

Con los resultados observados en la figura 5.5, si son utilizados únicamente los datos de inversión para el cálculo del costo unitario, la microturbina de gas, es el equipo que tiene el costo más alto⁴⁰ por kW-h generado. Si se incluyen los costos por combustibles, se obtienen los resultados de la figura 5.6:

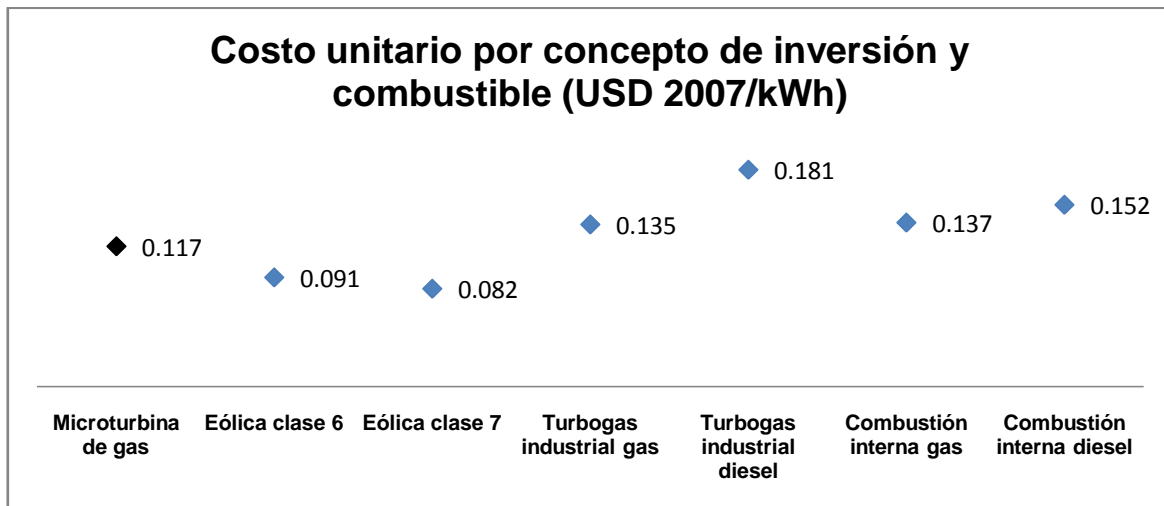


Figura 5.6. Comparación del costo para la tecnología analizada Vs tecnologías de generación distribuida, contemplando los conceptos de inversión y combustible.

³⁹ El costo de las tecnologías de generación distribuida se obtuvo del documento COPAR 2008.

⁴⁰ Este valor es justificado debido que la microturbina requiere un sistema adicional para el manejo del biogas, y las capacidades son mucho menores que las tecnologías para generación distribuida.

Los resultados obtenidos en la figura 5.6, indican que al incluir el costo del combustible para calcular el costo del kW-h generado, la generación por medio de la microturbina se vuelve la opción más competitiva entre las tecnologías de combustión para generación distribuida.

Tabla 5.7. Costo unitario de la microturbina por concepto de inversión y de combustible. Los datos obtenidos para las tecnologías de generación distribuida fueron de [COPAR 2008].

Costo unitario por concepto de inversión			Costo unitario por combustible		Costo por inversión + combustible
Tecnología	USD 2007/kWh	USD 2008/kWh	USD 2007/kWh	USD 2008/kWh	USD 2007/KWh
Microturbina de gas	0.117		0	0	0.117
Eólica clase 6	0.091	0.095	0	0	0.091
Eólica clase 7	0.082	0.085	0	0	0.082
Turbogas industrial gas	0.032	0.033	0.103	0.107	0.135
Turbogas industrial diesel	0.031	0.032	0.150	0.155	0.181
Combustión interna gas	0.042	0.043	0.095	0.099	0.137
Combustión interna diesel	0.022	0.022	0.130	0.135	0.152

5.1.3 Análisis de emisiones evitadas.

Utilizando los valores de consumo de energía eléctrica y los factores de emisión del sector eléctrico mexicano [5] se calcularon las emisiones que se emiten por el consumo de electricidad y las emisiones evitadas por la electricidad generada mediante la microturbina. Los datos analizados corresponden a valores reales de junio del 2008 a junio del 2009 y se presentan en la tabla 5.8.

Tabla 5.8. Consumo de energía eléctrica en la P.T.A.R. de La Paz B.C.S. para los meses de junio de 2008 a mayo de 2009.

Mes y Año	Consumo kWh	Mes y Año	Consumo kWh
Junio 2008	230,544	Diciembre 2008	232,920
Julio 2008	272,312	Enero 2009	247,200
Agosto 2008	249,080	Febrero 2009	202,720
Septiembre 2008	244,040	Marzo 2009	222,784
Octubre 2008	236,760	Abril 2009	210,032
Noviembre 2008	223,208	Mayo 2009	221,640

En la tabla 5.9 se muestran los factores de emisión de electricidad calculados por GEI México [5]. En este trabajo se utilizó el factor para el año 2008.

Tabla 5.9. Factores de emisión de electricidad promedio calculados por GEI México.

Año	Factor de emisión de electricidad promedio [ton CO ₂ e/MWh]	Año	Factor de emisión de electricidad promedio [ton CO ₂ e/MWh]
2000	0.6043	2001	0.6188
2002	0.6046	2003	0.6080
2004	0.5484	2005	0.5557
2006	0.5283	2007	0.5208
2008	0.4698		

Al utilizar el biogas en la microturbina, para la generación de electricidad lo que obtenemos es una reducción de 90.746 Toneladas de dióxido de carbono, equivalente al 6.92% de las emisiones actuales, véase figura 5.7.

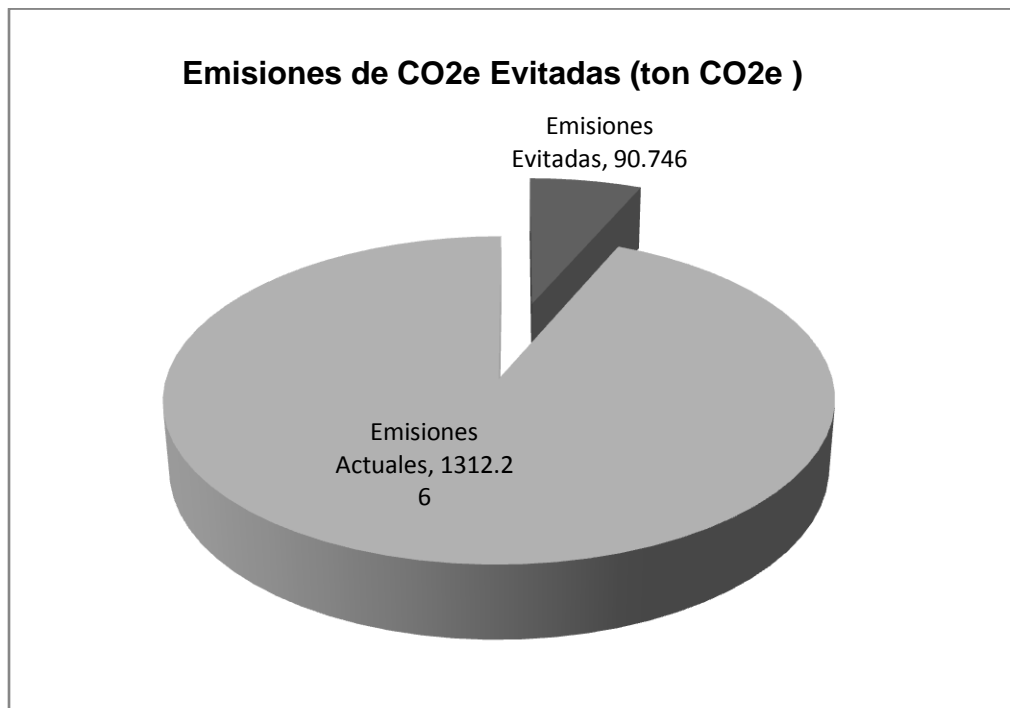


Figura 5.7. Emisiones actuales y emisiones evitadas en toneladas de CO₂equivalente, cuando se usa la microturbina.

En esta sección pudimos observar el beneficio ambiental que se obtiene al utilizar la microturbina funcionando con biogas, obtuvimos los parámetros de comportamiento exérgico por equipo y el análisis económico nos indica la poca viabilidad de instrumentar esta tecnología, bajo las condiciones de operación anteriormente descritas.

5.2 Microturbina para la producción de energía eléctrica y energía térmica (cogeneración).

En esta sección se presentan los resultados obtenidos de los análisis de exergía, económico y de emisiones evitadas al usar la microturbina en la configuración de cogeneración, es decir, además de la energía eléctrica generada como en el primer caso, se presentan los resultados por la generación de energía térmica que lleva a disminuir los consumos de diesel en el caso de estudio.

5.2.1 Análisis exérgico.

El análisis de exergía para la microturbina en la modalidad de cogeneración incluye además de los equipos convencionales, el equipo de recuperación de calor el cual “valoriza” los productos de desecho (gases de combustión con alta entalpía). Las condiciones de operación en la microturbina no se modifican, por lo que los valores reportados en las tablas 5.1, 5.2 y figura 5.1 aun corresponden para la microturbina en la modalidad de cogeneración. El equipo de recuperación de calor de la microturbina tiene una capacidad máxima de 160,000 Btu/hr (46.89 kJ/s) sin embargo, con las condiciones de la corriente 7 únicamente se pueden producir 35.41 kJ/s. Con este sistema aplicado para el calentamiento de agua para el proceso de digestión anaerobia, se pueden obtener las condiciones de flujo y temperatura de salida del agua requeridos por la digestión anaerobia. Realizando el balance de energía se obtienen las condiciones del recuperador de calor cuando se introduce agua a 25°C, deseando una temperatura de salida de 80°C (que es la temperatura promedio del agua de salida de la caldera en el caso de estudio), y siendo el caudal de los gases de combustión igual a 1136 kg/hr, tenemos que:

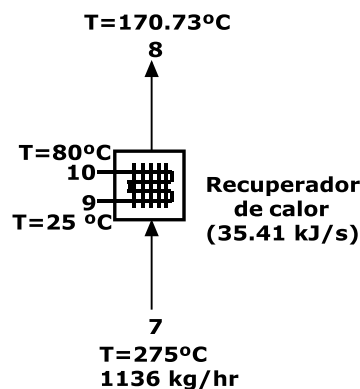


Figura 5.8. Balance de calor del recuperador de calor.

Con las condiciones de operación del recuperador de calor, se obtuvieron las propiedades termodinámicas de cada una de las corrientes, mediante el programa Reference Fluid thermodynamic and Transport Properties del National Institute of Standards and Technology, las cuales se describen en la tabla 5.10.

Tabla 5.10. Exergias físicas y químicas en el recuperador de la microturbina, obtenidas de las condiciones de presión, temperatura y flujos máscicos de las corrientes ilustradas en la figura 5.8.

Propiedad	Corriente 7	Corriente 8	Corriente 9	Corriente 10
Compuesto	Gases de C.	Gases de C.	Agua	Agua
	275	170.73	25	38
Presión, bar	1.26	1.24	1 atm	1 atm
Flujo, kg/s	0.315625	0.315625	0.863	0.863
h, kJ/kg	631.176133	484.4	104.92	159.26
h_{ds} , kJ/kg, ⁴¹	290.01	290.01	63.077	63.077
s, kJ/kg K	7.25268971	6.949	0.3672	0.5456
s_{ds} , kJ/kg	6.46	6.46	0.22445	0.22445
Ex_f , kJ/kg	112.199295	52.934	0.71	3.65
Ex_f , kJ/s	35.4129026	16.707	0.612	3.15
Ex_q , kJ/kg	9.075	9.075	0	0
Cp, kJ/kg K	1.07644023	1.053	4.1813	4.1793

Al igual que en la microturbina en la modalidad de generación de electricidad, se calcularon los parámetros de comportamiento termodinámico mediante el análisis de exergia para el recuperador de calor de la microturbina en la modalidad de cogeneración, los resultados se presentan en las figura 5.9 y 5.10 y los análisis de exergia para el segundo recuperador se detallan en el APÉNDICE II.

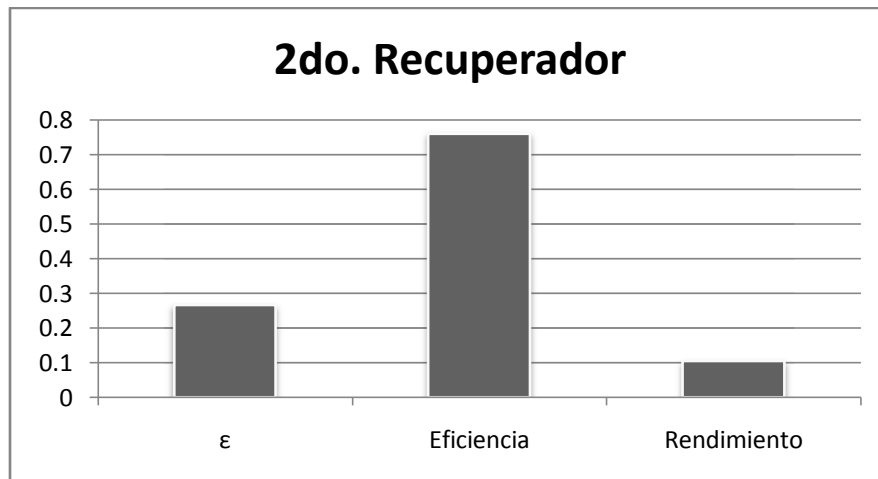


Figura 5.9. Parámetros de comportamiento termodinámico para el 2do. recuperador de calor de la Microturbina.

⁴¹ El subíndice ds, se refiere al estado muerto (estado de equilibrio termodinámico) el cual se obtuvo para cada compuesto o mezcla (aire, biogas y gases de combustión a la temperatura de 15 °C y 1 atm.), con la ayuda del programa Reference Fluid thermodynamic and Transport Properties.

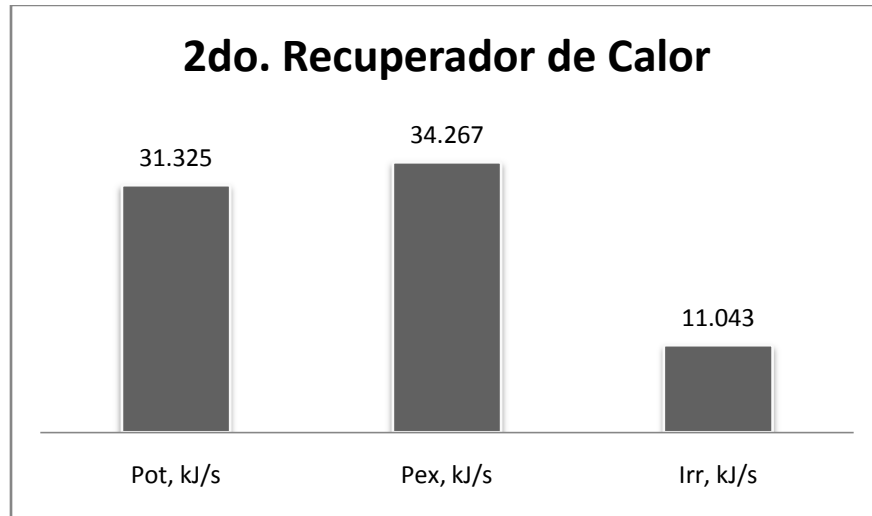


Figura 5.10. Parámetros de comportamiento termodinámico para el 2do. recuperador de calor de la Microturbina.

La baja efectividad aunada a las altas pérdidas por efluente que se observan en las figuras 5.9 y 5.10, permiten que el segundo recuperador de calor cuente con un alto potencial de mejoramiento. Por lo que es posible aumentar el beneficio de la cogeneración, cuando se modifican las condiciones de operación del segundo intercambiador y se disminuyen las pérdidas de exergía por efluente debida a los gases de escape.

5.2.2 Análisis económico.

Para el cálculo de los análisis económicos se utilizaron los valores descritos en la tabla 5.5 y un valor de inversión inicial igual a 146332.188 dólares del 2007, siendo también los flujos de efectivo el otro valor que se modifica (los valores se modifican por el funcionamiento del segundo recuperador de calor). Los flujos de efectivo para la microturbina en la modalidad de cogeneración, se obtuvieron sumando la cantidad de ahorro correspondiente por el ahorro de energía eléctrica y los ahorros por la cantidad de diesel que se dejaría de utilizar en el caso de estudio cuando se utiliza la microturbina con recuperador de calor para el calentamiento de agua.

Sabemos que la cantidad de calor recuperada corresponde a 35.41 kJ/s y que si utilizamos el poder calorífico del combustible [6] podemos obtener la cantidad correspondiente en litros que dejaríamos de quemar en un año. Esto es:

$$35.41 \frac{kJ}{s} * 3600 \frac{s}{hr} * 24 \frac{hr}{d} * \frac{365d}{año} * \frac{MJ}{1000kJ} * 0.90 = 1005020.784 \frac{MJ}{año}$$

$$1005020.784 \frac{MJ}{año} * \frac{1lt}{37.437MJ} = 26845.655 \frac{lt}{año} = \text{diesel ahorrado}$$

Tomando el precio del diesel igual al precio al mes de junio del 2010 (8.493 pesos/litro), obtenemos los flujos de efectivo por el uso del recuperador de calor.

$$26845.655 \frac{lt}{año} * 8.493 \frac{pesos}{lt} = 228000 \frac{pesos\ 2010}{año}$$

Que al realizar las conversiones necesarias, tenemos que equivalen a $16842.797 \frac{usd\ 2007}{año}$. Este valor se suma al flujo de efectivo de la tabla 5.5 y se obtienen los flujos de efectivo por el uso de la microturbina en la modalidad de cogeneración. Realizando los análisis con los datos anteriores se obtiene:

Tabla 5.11. Resultados del análisis económico a dólares del 2007.

	<u>VPN</u>	<u>VAE</u>	<u>TIR</u>	<u>TREMA</u>	<u>PR</u>
USD 2007	65038.263	11510.743			3.91 años
TASA INTERÉS			22%	12%	

El valor para la metodología del costo nivelado, se considera sin modificación, ya que el costo extra en que se incurriría por el recuperador de calor no influye en la producción de electricidad.

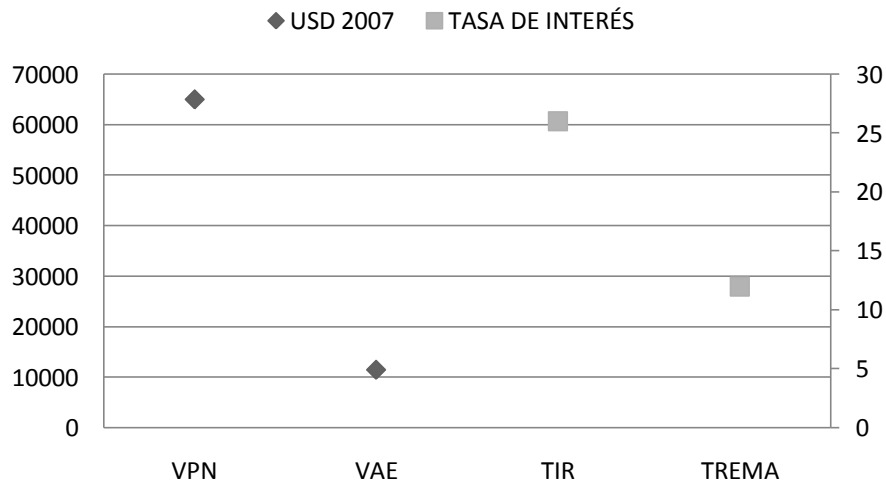


Figura 5.11. Resultados obtenidos para la microturbina en la modalidad de cogeneración.

Lo que podemos observar en la figura 5.11, es que todos los estudios de evaluación de proyectos realizados coinciden en la viabilidad de la microturbina en la modalidad de cogeneración, estos resultados, serán discutidos a detalle en el siguiente capítulo.

5.2.3 Análisis de emisiones evitadas.

Cuando utilizamos los efluentes para elevar la temperatura del agua en el segundo recuperador, estamos supliendo una cantidad de combustible (en nuestro caso de estudio corresponde al Diesel), que al dejar de ser quemado corresponde a emisiones evitadas.

Calculando la cantidad de calor en un año tenemos:

$$35.41 \frac{kJ}{s} * 3600 \frac{s}{hr} * 24 \frac{hr}{d} * \frac{365d}{año} * \frac{MJ}{1000kJ} * 0.90 = 1005020.784 \frac{MJ}{año} = 1.005TJ/año$$

Si multiplicamos el calor recuperado anualmente (considerando que se deja de utilizar diesel como combustible) por su factor de emisión y los sumamos a la cantidad de emisiones evitadas por la generación de electricidad en la microturbina, obtenemos las emisiones evitadas que se obtienen por el uso de la microturbina en la modalidad de cogeneración. En la tabla 5.12 se presentan los factores de emisión por la quema de combustible, obtenidos de [7].

Tabla 5.12. Factores de emisión de gases de efecto invernadero por tipo de combustible

	CO2	CH4	N2O
	[kg CO2/TJ]	[kg CH4/TJ]	[kg N2O/TJ]
Carbón	94600	1	1.5
Diesel	74100	3	0.6
Combustóleo	77400	3	0.6
Gas Natural	56100	1	0.1

Esto es:

$$1.005 \frac{TJ}{año} * \frac{74100kgCO_2}{TJ} = 74470.5kgCO_2/año$$

$$1.005 \frac{TJ}{año} * \frac{3kgCH_4}{TJ} = 3.015 \frac{kgCH_4}{año} *$$

$$1.005 \frac{TJ}{año} * \frac{0.6kgN_2O}{TJ} = 0.603 kgN_2O/año$$

La obtención de las toneladas de CO_2 equivalente evitado, se obtiene al multiplicar la cantidad de gas de efecto invernadero por su correspondiente potencial de calentamiento. En la tabla 5.13 se detallan los potenciales de calentamiento del dióxido de carbono CO_2 , metano CH_4 y óxido nitroso N_2O .

Tabla 5.13. Potenciales de calentamiento global a 100 años de los Gases de Efecto Invernadero de Larga Duración, [8].

	CO_2	CH_4	N_2O
Equivalencia de calentamiento con CO_2	1	25	298

Tabla 5.14. Emisiones evitadas de CO_2 equivalente en Ton/año por la utilización de la microturbina.

	Emisión por contaminante (kg)	Emisión equivalente (Ton/año)
CO_2	74470.5	74.4705
CH_4	3.015	0.075375
N_2O	0.603	0.179694
CO_2 equivalente (Ton/año)		74.726

Por tanto las emisiones totales evitadas por el uso de la microturbina en la modalidad de cogeneración son 165.472 Ton de dióxido de carbono equivalente al año, lo que equivale al 12.61% de las emisiones actuales, véase tabla 5.14 y figura 5.12.

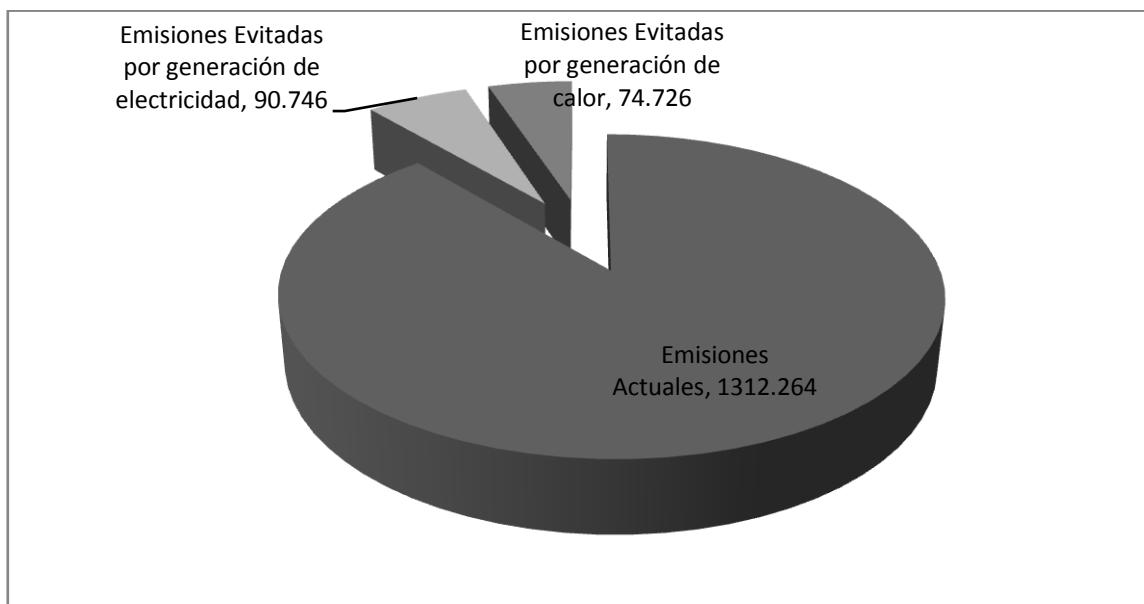


Figura 5.12. Emisiones actuales y emisiones evitadas en toneladas de CO_2 equivalente, cuando se usa la microturbina en la modalidad de cogeneración.

5.3 Comparación de la Microturbina para la producción de electricidad y la Microturbina en la Modalidad de Cogeneración.

En esta sección se presenta la comparación del funcionamiento de la microturbina en sus dos modalidades (producción de electricidad y cogeneración). En las secciones 5.1 y 5.2 se presentaron los resultados de los análisis de exergía, económicos y de emisiones evitadas, sin embargo, para el análisis de exergía se realizaron para los componentes por separado. Presentar los resultados para un componente global, nos permite realizar las comparaciones requeridas respecto del equipo con un mejor desempeño termodinámico. Es necesario aclarar, que se presentan todos los parámetros de comportamiento termodinámico, sin embargo, estos parámetros deben de analizarse detalladamente y no observar únicamente el valor obtenido.

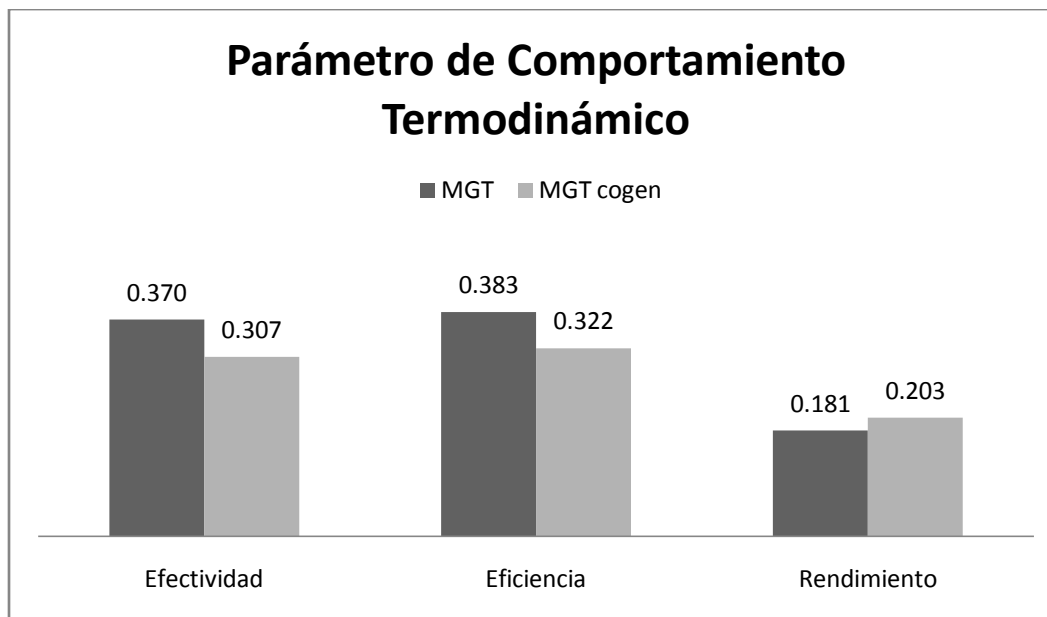


Figura 5.13. Comparación de los parámetros de comportamiento termodinámico de la microturbina en sus dos modalidades.

Cuando se analizan los resultados obtenidos en la figura 5.13 de los parámetros termodinámicos, se observa que la modalidad en cogeneración tiene una eficiencia y efectividad menor que la modalidad para la producción de electricidad, de primera vista este valor parecería erróneo, sin embargo, debemos recordar que la eficiencia y la efectividad son una expresión porcentual o en fracción de las pérdidas irreversibles de exergía, y que además el teorema de Gouy Stodola establece que *las pérdidas globales de exergía son la suma de las pérdidas de exergía de cada bloque*, en pocas palabras, al incluir el equipo la recuperación de calor en la cogeneración el trabajo disponible en el sistema disminuye por las irreversibilidades creadas, es decir, se pierde más exergía en el sistema. Al utilizar los parámetros rendimiento y pérdidas de exergía estaremos considerando no solo la

disminución de las pérdidas irreversibles, estamos considerando las pérdidas globales de exergía

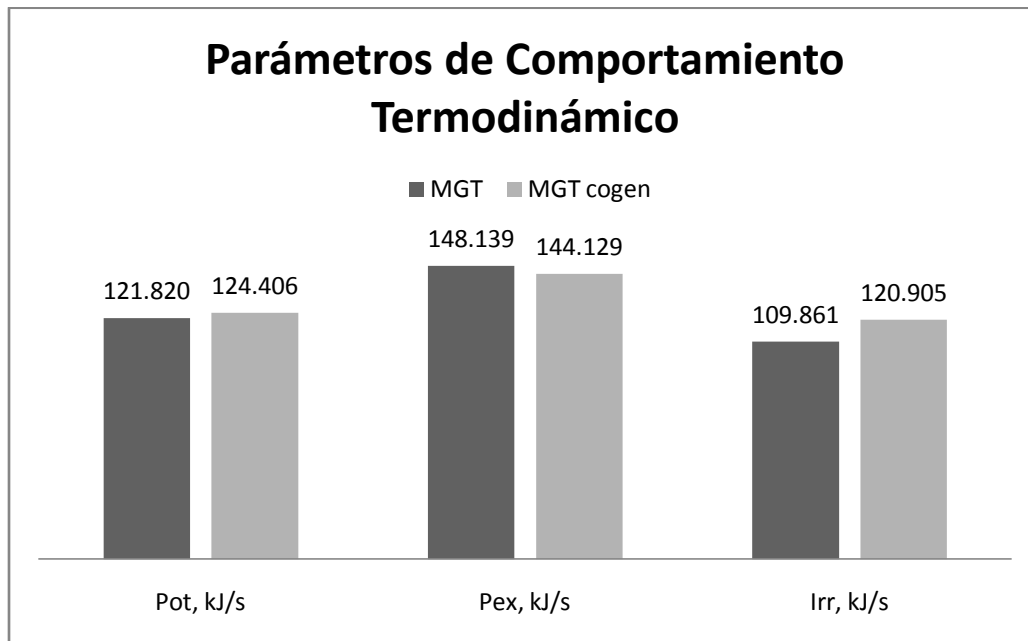


Figura 5.14. Comparación de los parámetros de comportamiento termodinámico de la microturbina en sus dos modalidades.

Como se puede observar en la figura 5.14, el equipo con mayor potencial de mejoramiento e irreversibilidades es la microturbina en la modalidad de cogeneración, referente a las pérdidas de exergía, la microturbina en la modalidad de generación de energía eléctrica encabeza este parámetro. Lo que se observa de primera instancia, es que las irreversibilidades en la microturbina para la modalidad de cogeneración son mayores que en la modalidad de generación de energía eléctrica por el simple hecho de haber incluido un equipo más al sistema, sin embargo, las pérdidas de exergía disminuyen por el aprovechamiento de los gases de escape.

Finalmente mediante el valor obtenido en el potencial de mejoramiento de la microturbina en la modalidad de cogeneración, se expresa que el recuperador de calor de los gases de escape puede ser mejorado mediante las condiciones de operación y así lograr disminuir aun más las pérdidas de exergía

Los resultados económicos para las dos modalidades se resumen en la tabla 5.15 y como se puede observar, los beneficios de aprovechar el calor de los gases de escape en la modalidad de cogeneración, cambian la tendencia al hacer económicamente viable la inversión.

Tabla 5.15. Comparación de los resultados económicos para la microturbina en sus dos modalidades.

	MGT	MGT COGEN
VPN	-11649.7 USD	65038.263 USD
VAE	-2061.81 USD	11510.743 USD

	MGT	MGT COGEN
TIR	10%	22%
PR	6.22 años	3.91 años
Costo Nivelado	0.117 USD/kW-h	0.117 USD/kW-h

Para el caso del costo nivelado el valor no se modifica cuando se utiliza la microturbina en una modalidad u otra, ya que el costo extra cuando se instala el recuperador de calor se considera que no tiene ninguna influencia en la producción de electricidad (se sigue produciendo la misma cantidad de electricidad con o sin él recuperador de calor). Mediante las dos opciones analizadas fue posible observar que aunque el valor del combustible sea 0 (como se considero en este trabajo)⁴², no necesariamente el proyecto será viable económicamente

Finalmente las emisiones evitadas en cada una de las modalidades se presentan en la figura 5.15, donde de nueva cuenta, el beneficio de la recuperación de calor se hace evidente en el aumento de las emisiones evitadas en la modalidad de cogeneración.

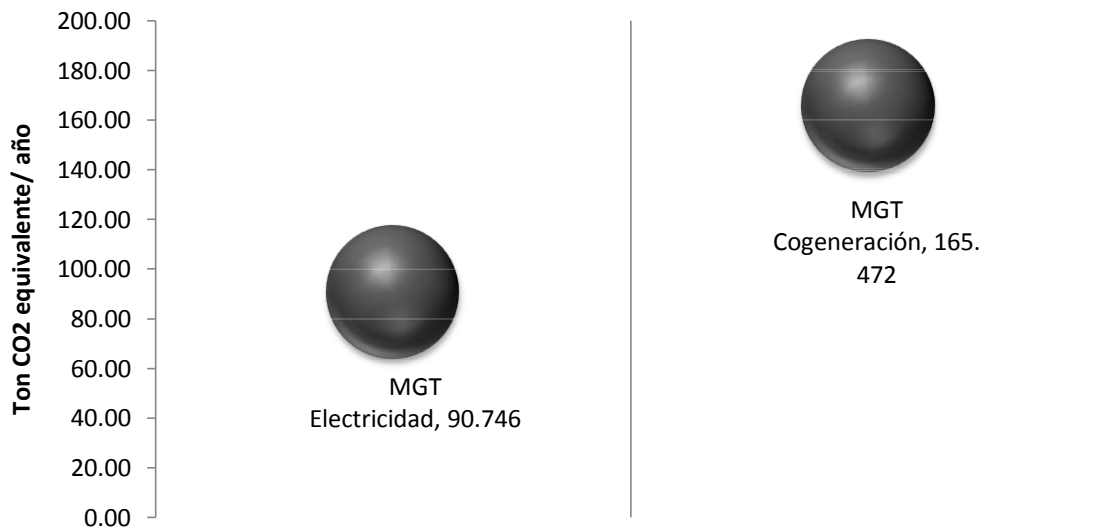


Figura 5.15. Emisiones de CO₂ equivalente evitadas por el uso de cada tecnología.

⁴² La razón de haber tomado tal consideración, reside principalmente en que la finalidad de una planta de tratamiento de aguas residuales no es la de generar biogas, si no la de eliminar la mayor cantidad de contaminantes en las aguas residuales y la estabilización del lodo producido (la cual puede realizarse de manera aerobia o anaerobia), debido entonces a que en el caso de estudio el biogas es desaprovechado, se decidió estudiar diferentes opciones tomando en consideración un combustible “sin costo”.

Referencias bibliográficas.

- [1] Capstone microturbine model 330 system operation manual.
- [2] Bruno, J., Ortega-López, V., Coronas, A., "Integration of absorption cooling systems into micro gas turbine trigeneration systems using biogas: Case study of a sewage treatment plant", *Applied energy*, Vol. 86, 2009, pp. 837-847.
- [3] CFE, "Costos y Parámetros de Referencia para la Formulación de Proyectos de Inversión en el Sector Eléctrico 2009", 29ª Edición, Subdirección de Programación Coordinación de Evaluación.
- [4] www.bls.gov
- [5] www.geimexico.org
- [6] Balance nacional de energía 2008
- [7] IPCC, 2006. "2006 IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories"
- [8] IPCC, 2007: *Climate Change 2007: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change* [Solomon, S., D. Qin, M. Manning, Z. Chen, M. Marquis, K.B. Averyt, M. Tignor and H.L. Miller (eds.)]. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.

Capítulo 6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En esta sección se presentan las conclusiones derivadas del trabajo desarrollado, así como una serie de recomendaciones que ayudan a mejorar la operación de la planta del caso de estudio y permiten la implementación de las tecnologías analizadas.

En cuanto al caso de estudio y derivado de los análisis realizados al biogas generado, se determinó que el biogás de la planta de tratamiento cuenta con la concentración de metano requerida para funcionar en la microturbina.

La observación del personal de la planta de un lodo “crudo” cuando se mantenían las temperaturas recomendadas por los autores entre 35 y 37 °C, están relacionadas con un dato incorrecto del flujo volumétrico que mueven las bombas hacia el tanque digesor, es decir, un dato ajeno al requerimiento térmico.

Los parámetros adecuados para comparar el comportamiento termodinámico de las tecnologías analizadas (como sistema global) son el rendimiento y las pérdidas globales de exergía. Los parámetros adecuados para los equipos por separado de las tecnologías analizadas, son la efectividad y el potencial de mejoramiento.

De los análisis realizados, nos percatamos que la microturbina en la modalidad de cogeneración disminuye en mayor medida las pérdidas globales de exergía, comparadas con la modalidad para la producción de electricidad, además de aumentar en valor el parámetro de rendimiento. Por tanto, derivado de la mayor disminución en las pérdidas globales de exergía y del mayor rendimiento en la modalidad de cogeneración, se concluye que es conveniente termodinámicamente sobre la modalidad en la producción de electricidad.

El análisis de los resultados económicos son claros, el uso de la microturbina para la producción de electricidad es poco viable, se obtienen VPN, VAE y TIR negativas, pero cuando consideramos el beneficio económico que se obtiene por la recuperación de calor (disminución del uso de diesel) los resultados son completamente diferentes y el uso de la tecnología se vuelve completamente viable.

Al paso del tiempo, la tendencia de los resultados económicos de la cogeneración mejora sobre la generación de electricidad, ya que mediante el continuo aumento en los precios de los combustibles, la recuperación de calor hace más viable económicamente el proyecto.

Referente a los resultados de emisiones evitadas por el uso de una u otra tecnología, se concluye que la cogeneración genera mayores beneficios ambientales que la generación de electricidad, al pasar de 90.746 a 165.472 Ton de CO₂ equivalente al año.

En conclusión el uso de la microturbina en la modalidad de cogeneración se justifica sobre la modalidad para la producción de electricidad termodinámica, económica y ambientalmente.

Las siguientes son recomendaciones que pueden ser aplicadas al caso de estudio, ya sea para la implementación de una tecnología o el mejor control del proceso.

Se encontró que las máquinas de combustión interna que proveen la misma cantidad de energía eléctrica, se encuentran a precios más accesibles que la microturbina, sin embargo, la microturbina ofrece mayores disminuciones en cuanto a gases NO_x y SO_x se refiere, no requiere lubricantes ni enfriadores y requiere tiempos más cortos de mantenimiento.

Es importante determinar el contenido de siloxanos en la mezcla de biogas, por lo que se recomienda una caracterización completa para determinar si el contenido en la mezcla puede dañar la microturbina o alguna de las tecnologías descritas en el capítulo 3. Si la intención en el caso de estudio se vuelve utilizar el biogas con otra tecnología, es recomendable solicitar al proveedor los límites máximos de concentración aceptables para el correcto funcionamiento del equipo, y de ser posible determinar el contenido de ácido en la mezcla.

En cuanto a la producción de biogas en el caso de estudio, se hace hincapié a las sugerencias hechas en el capítulo 4:

- Instalación de medidores de flujo a la entrada y salida del tanque digestor (lodo crudo y lodo estabilizado).
- Instalación de medidor de flujo a la salida del gas producido por la estabilización del lodo (biogas). Esta operación proveerá de una medición real del biogas, sin tener producciones mínimas y máximas teóricas que generan un alto grado de incertidumbre.
- Contemplar en las mediciones y reportes, los errores asociados a los equipos que se utilizan para el análisis de los contaminantes en los lodos.
- Aplicar un cronograma de actividades para el mantenimiento de bombas, intercambiadores de calor y demás equipos involucrados en la digestión anaerobia de los lodos.

Respecto al uso de la energía térmica para llevar a cabo la digestión, se recomienda disminuir la temperatura de operación entre 35 y 37 °C. Con esta disminución se obtendrán ahorros importantes de energía térmica lo que se traduce en ahorros económicos.

Finalmente, se sugiere realizar análisis de exergía para identificar los puntos críticos del proceso (aquellos con un alto potencial de mejoramiento), pensando en sustitución o modificación a mediano o largo plazo, complementando estudios con los parámetros económicos descritos en este trabajo.

Apéndice I

Cálculo del área de intercambio de calor en los digestores anaerobios.

Contemplando las dimensiones de la figura 4.9 se calculan las diferentes áreas de transferencia de calor siendo estas las siguientes:

1. Área de la Cubierta

$$A = \pi r^2$$

$$A = \pi * 7.5^2 = \mathbf{176.71 \text{ m}^2}$$

2. Área de las Paredes

$$A = 2\pi r h$$

$$A = 2 * \pi * 7.5 * 9 = \mathbf{424.12 \text{ m}^2}$$

3. Área del Piso

$$A = \pi[(R + r)g + r^2]$$

$$g = \sqrt{h^2 + (R - r)^2}$$

$$g = \sqrt{1.68^2 + (7.5 - 0.75)^2} = \mathbf{6.9559 \text{ m}}$$

$$A = \pi[6.9559 * (7.5 + 0.75) + 0.75^2] = \mathbf{182.051 \text{ m}^2}$$

Descripción del proceso de muestreo y conservación de muestras.

Se procedió a preparar 3 disoluciones, las cuales se mezclaron como se detalla en esta sección y donde posteriormente se conservaron las muestras hasta su análisis.

1. Solución de rojo de metilo.
 - 0.1 gramos de rojo de metilo
 - 60 mililitros de alcohol isopropilico
 - 40 mililitros de agua destilada
2. Solución NaCl saturada.
 - 100 mililitros de agua destilada
 - 31.7 g NaCl
3. Solución de Ácido clorhídrico al 50% en volumen.
 - 30 mililitros de ácido clorhídrico
 - 30 mililitros de agua destilada

La manera general para preparar las disoluciones en que se conservaran las muestras es la siguiente:

1. Calentar agua y saturarla con sal común (en la saturación la dilución se dificulta).
2. Preparar una solución al 50% de HCl.
3. Agregar 5ml de la solución de HCl a un tubo de ensaye (utilizar de preferencia los tubos que se utilizan para tomar muestras de sangre).
4. Agregar al tubo de ensaye que previamente se le añadió la solución de HCl, la solución que fue preparada en 1. Tomando en cuenta que se dejará un espacio para 1 o 2 gotas de rojo de metilo.
5. Agregar 1 o 2 gotas de rojo de metilo, cuidando de no dejar espacio para que se creen burbujas. Una vez agregando el rojo de metilo, la solución debe tomar un color rosa Mexicano.
6. Tomar la muestra de biogas en una jeringa. *Se debe purgar la línea de biogas por un periodo considerable, para asegurar que la muestra que se tome contenga biogas como gas mayoritario.*
7. Voltar el tubo de ensaye y a una misma altura, colocar la jeringa con el biogas y la aguja por la cual se desplazará el líquido.
8. Inyectar lentamente el biogas hasta que desplace aproximadamente un 75% del líquido.
9. Retirar aguja y jeringa.
10. Una vez que contengan la mezcla de biogas los tubos de ensaye, estos no deben voltearse, hasta que se analicen las muestras en el cromatógrafo.
11. **No enfriar ni calentar la muestra.**

Valores de sólidos suspendidos totales, fijos, volátiles y caudales a la entrada y salida del tanque digestor analizado, para el cálculo de la producción de biogas.

FECHA	INFLUENTE	mg/L	mg/L	EFLUENTE	mg/L	mg/L	m ³ /d
	SST	SSV	SSF	SST	SSV	SSF	Q
01-jul-08	17773	12587	5187	14660	9993	4667	221.76
02-jul-08	17000	11087	5913				221.76
03-jul-08	16380	11873	4507	14033	9313	4720	221.76
04-jul-08	15020	10587	4433	13967	8653	5313	215.04
05-jul-08	12880	7573	5307	13380	7527	5853	221.76
06-jul-08							221.76
07-jul-08	15333	9747	5587	13647	8980	4667	221.76
08-jul-08	19653	12553	7100	13100	8100	5000	221.76
09-jul-08	14267	9660	4607	13580	8847	4733	221.76
10-jul-08	19480	14233	5247	12527	7840	4687	221.76
11-jul-08	18620	12087	6533	12760	8087	4673	221.76
12-jul-08	19740	11207	8533	13547	9107	4440	221.76
13-jul-08							221.76
14-jul-08	20793	12880	7913	12840	7873	4967	221.76
15-jul-08	21507	13333	8173	14520	8473	6047	221.76
16-jul-08	18600	10820	7780	13833	8513	5320	221.76
17-jul-08	20227	12573	7653	14373	8927	5447	221.76
18-jul-08	15307	10153	5153	14113	9147	4967	221.76
19-jul-08	17673	11473	6200	14293	4720	9573	221.76
20-jul-08							221.76
21-jul-08	20493	11993	8500	15740	9040	6700	221.76
22-jul-08	19720	12613	7107	17507	10427	7080	221.76
23-jul-08	18407	11980	6427	16360	9687	6673	221.76
24-jul-08	17073	10867	6207	18153	10280	7873	221.76
25-jul-08	16280	10780	5500	15220	8913	6307	221.76
26-jul-08	16033	9533	6500	14573	8813	5760	221.76
27-jul-08							221.76
28-jul-08	14707	9873	4833	14860	8567	6293	221.76
29-jul-08	19267	12207	7060	17540	10707	6833	221.76
30-jul-08	19413	12580	6833	16140	9613	6527	221.76
31-jul-08	20600	12900	7700	13787	8367	5420	221.76

FECHA	INFLUENTE	mg/L	mg/L	EFLUENTE	mg/L	mg/L	m ³ /d
	SST	SSV	SSF	SST	SSV	SSF	Q
01-ago-08	18307	11813	6493	13600	7747	5853	201.6
02-ago-08	19220	12333	6887	13673	8533	5140	201.6
03-ago-08							201.6
04-ago-08	25033	13507	11527	14507	8740	5767	201.6
05-ago-08	26153	14193	11960	13920	7927	5993	201.6
06-ago-08	23900	14180	9720	14147	7333	6813	201.6
07-ago-08	20693	12620	8073	14773	8720	6053	201.6
08-ago-08	22407	12647	9760	22173	14707	7467	201.6
09-ago-08	26420	13347	13073	16353	8387	7967	201.6
10-ago-08	26493	13280	13213	16120	8640	7480	201.6
11-ago-08	34493	17460	17033	16300	8527	7773	201.6
12-ago-08	26193	14767	11427	18047	9713	8333	201.6
13-ago-08	20387	12587	7800	17840	9793	8047	201.6
14-ago-08	20000	10560	9440	13960	1940	12020	221.76
15-ago-08	18247	8300	9947	17340	3947	13393	221.76
16-ago-08	24680	13087	11593	17253	9533	7720	221.76
17-ago-08	33913	14307	19607	17820	9260	8560	221.76
18-ago-08	46913	16667	30247	20420	10160	10260	221.76
19-ago-08	50607	18040	32567	21673	9133	12540	221.76
20-ago-08	40640	13240	27400	24733	6813	17920	221.76
21-ago-08	33887	11993	21893	24113	7753	16360	221.76
22-ago-08	43340			24307			221.76
23-ago-08	46120			24740			221.76
24-ago-08	44413			25547			221.76
25-ago-08	36020			25513			221.76
26-ago-08	33833			24940			221.76
27-ago-08	30180			25693			221.76
28-ago-08	26500			24313			221.76
29-ago-08	23953			24987			221.76
30-ago-08	22327			23787			221.76
31-ago-08	23173			22813			221.76

FECHA	INFLUENTE	mg/L	mg/L	EFLUENTE	mg/L	mg/L	m ³ /d
	SST	SSV	SSF	SST	SSV	SSF	Q
01-jun-09	38727	20133	18593	15927	8027	7900	18.144
02-jun-09	35407	22813	12593	14527	8967	5560	54.432
03-jun-09	30773	20553	10220	15247	9493	5753	18.144
04-jun-09	33473	17547	15927	15620	4060	11560	18.144
05-jun-09							0
06-jun-09	32433	17000	15433	14267	5527	8740	6.048
07-jun-09	31300	18693	12607	15067	6820	8247	36.288
08-jun-09							0
09-jun-09							6.048
10-jun-09	37293	22440	14853	16520	8607	7913	18.144
11-jun-09	34700	21460	13240	15813	6547	9267	66.528
12-jun-09				17420	8767	8653	30.24
13-jun-09	27900	14073	13827	15507	7993	7513	54.432
14-jun-09	28187	17273	10913	16193	6947	9247	102.816
15-jun-09	24900	16287	8613	17560	6267	11293	90.72
16-jun-09	22880	16153	6727	16880	7373	9507	84.672
17-jun-09	24727	17313	7413	15667	6153	9513	78.624
18-jun-09	27773	19500	8273	15607	8240	7367	78.624
19-jun-09	19667	13713	5953	16253	9007	7247	48.384
20-jun-09	21367	14440	6927	15753	9700	6053	36.288
21-jun-09	19500	13820	5680	15187	9220	5967	60.48
22-jun-09	16427	11233	5193	16353	6753	9600	96.768
23-jun-09	21187	10247	10940	16207	10333	5873	60.48
24-jun-09	22613	15627	6987	15860	10100	5760	90.72
25-jun-09	24113	16487	7627	15380	9460	5920	12.096
26-jun-09	30647	21433	9213	16073	10087	5987	42.336
27-jun-09	25627	16320	9307	14613	7033	7580	36.288
28-jun-09	25213	17040	8173	16707	10320	6387	24.192
29-jun-09	25173	15947	9227	16327	8367	7960	0
30-jun-09	23713	14113	9600	15620	6880	8740	18.144

FECHA	INFLUENTE	mg/L	mg/L	EFLUENTE	mg/L	mg/L	m ³ /d
	SST	SSV	SSF	SST	SSV	SSF	Q
01-jul-09	25253	15973	9280	15800	9780	6020	12.096
02-jul-09	26187	14987	11200	15420	8347	7073	6.048
03-jul-09	33720	20953	12767	16547	10340	6207	36.288
04-jul-09	36140	22073	14067	15560	9447	6113	60.48
05-jul-09	31847	20680	11167	15940	9940	6000	36.288
06-jul-09	26400	12693	13707	16033	10060	5973	42.336
07-jul-09	22167	11333	10833	14647	3787	10860	90.72
08-jul-09	42200	25473	16727	14967	8907	6060	42.336
09-jul-09	26980	15800	11180	15440	6047	9393	54.432
10-jul-09	20853	12767	8087	15047	6067	8980	60.48
11-jul-09	24907	17080	7827	15273	9080	6193	84.672
12-jul-09	24213	16920	7293	15833	9560	6273	30.24
13-jul-09	23893	13847	10047	15153	3420	11733	30.24
14-jul-09	24087	16567	7520	15413	9387	6027	84.672
15-jul-09	22053	15447	6607	16293	10067	6227	66.528
16-jul-09	21393	12567	8827	16067	8713	7353	60.48
17-jul-09	7393	5273	2120	16107	9967	6140	54.432
18-jul-09	23880	16627	7253	15527	9573	5953	66.528
19-jul-09	23100	15060	8040	16020	8027	7993	66.528
20-jul-09	23807	17047	6760	16140	10247	5893	72.576
21-jul-09	21580	15547	6033	15820	10107	5713	72.576
22-jul-09	23380	16033	7347	16680	10733	5947	72.576
23-jul-09	22773	15920	6853	15720	9933	5787	72.576
24-jul-09	23313	16347	6967	15687	9940	5747	72.576
25-jul-09	20873	14207	6667	15820	9827	5993	72.576
26-jul-09	22693	15533	7160	15260	9400	5860	72.576
27-jul-09	21027	14367	6660	15627	10100	5527	90.72
28-jul-09	21713	15353	6360	14893	9167	5727	108.864
29-jul-09	20860	13220	7640	14893	8493	6400	90.72
30-jul-09	20293	14473	5820	15513	10040	5473	72.576
31-jul-09	25447	17500	7947	16100	7027	9073	72.576

FECHA	INFLUENTE	mg/L	mg/L	EFLUENTE	mg/L	mg/L	m ³ /d
	SST	SSV	SSF	SST	SSV	SSF	Q
01-ago-09	21407	14380	7027	15220	9353	5867	51.24
02-ago-09	20140	10740	9400	14993	9507	5487	70.455
03-ago-09	19653	14067	5587	15247	8113	7133	51.24
04-ago-09	21647	14967	6680	14913	8847	6067	76.86
05-ago-09	24113	16100	8013	14953	9500	5453	57.645
06-ago-09	24713	13393	11320	15300	9967	5333	51.24
07-ago-09	21027	14167	6860	15053	8280	6773	64.05
08-ago-09	23380	15420	7960				76.86
09-ago-09	16567	10747	5820	15353	9473	5880	76.86
10-ago-09	19247	11047	8200	15127	8580	6547	76.86
11-ago-09	21387	14800	6587	14293	8727	5567	96.075
12-ago-09	19673	12747	6927	14480	8980	5500	96.075
13-ago-09	21033	14093	6940	14180	8867	5313	96.075
14-ago-09	20760	12740	8020	14147	7367	6780	83.265
15-ago-09	19007	12920	6087	13920	8520	5400	76.86
16-ago-09	23527	15093	8433	13827	7727	6100	76.86
17-ago-09	20340	11807	8533	13820	6993	6827	76.86
18-ago-09	21913	13033	8880	14733	8867	5867	76.86
19-ago-09	22860	15707	7153	14413	9093	5320	76.86
20-ago-09	22153	11867	10287	14300	6607	7693	76.86
21-ago-09	24613	16573	8040	14147	8827	5320	76.86
22-ago-09	18893	11587	7307	14640	7073	7567	76.86
23-ago-09	18507	12833	5673	14287	9033	5253	76.86
24-ago-09	18967	13167	5800	14760	9133	5627	76.86
25-ago-09	18333	12593	5740	14320	8927	5393	76.86
26-ago-09	28880	16773	12107	14593	7507	7087	76.86
27-ago-09	19967	14107	5860	14527	9253	5273	76.86
28-ago-09	21347	14080	7267	13207	7627	5580	76.86
29-ago-09	23440	15767	7673	13713	8660	5053	76.86
30-ago-09	19020	12747	6273	13487	8293	5193	76.86
31-ago-09							76.86

FECHA	INFLUENTE	mg/L	mg/L	EFLUENTE	mg/L	mg/L	m ³ /d
	SST	SSV	SSF	SST	SSV	SSF	Q
01-sep-09							0
02-sep-09	47953	20993	26960	13993	8327	5667	70.455
03-sep-09	56127	21633	34493	15047	8640	6407	76.86
04-sep-09	69787	24387	45400	16480	6280	10200	76.86
05-sep-09	47393	19293	28100	28987	13220	15767	76.86
06-sep-09	57373	23733	33640	18793	10000	8793	76.86
07-sep-09	39307	18027	21280	31167	15087	16080	76.86
08-sep-09	46647	22187	24460	20213	10540	9673	76.86
09-sep-09	34773	19760	15013	21740	11400	10340	76.86
10-sep-09	31560	19000	12560	20387	10220	10167	76.86
11-sep-09	24733	14947	9787	21127	10787	10340	76.86
12-sep-09	29100	17787	11313	20287	10367	9920	76.86
13-sep-09	28173	15760	12413	20333	10820	9513	76.86
14-sep-09	36887	19647	17240	22313	11907	10407	76.86
15-sep-09	34387	19353	15033	19880	10280	9600	76.86
16-sep-09	35173	18500	16673	20500	10533	9967	76.86
17-sep-09	33980	18167	15813	22413	11860	10553	76.86
18-sep-09	33747	19667	14080	20400	10967	9433	76.86
19-sep-09	25493	14467	11027	24093	13720	10373	76.86
20-sep-09	26653	16487	10167	19633	10387	9247	76.86
21-sep-09	24893	16153	8740	20173	11187	8987	76.86
22-sep-09	25613	16680	8933	19853	10767	9087	32.025
23-sep-09	31033	15600	15433	20093	8733	11360	57.645
24-sep-09	52780	28213	24567	20767	11193	9573	76.86
25-sep-09	44447	24507	19940	21027	11380	9647	70.455
26-sep-09	44147	24173	19973	20813	11133	9680	76.86
27-sep-09	36507	20413	16093	21813	10807	11007	76.86
28-sep-09	33793	18540	15253	20627	10733	9893	76.86
29-sep-09	33007	18307	14700	21733	11900	9833	57.645
30-sep-09	74100	24640	49460	21573	11173	10400	76.86

FECHA	INFLUENTE	mg/L	mg/L	EFLUENTE	mg/L	mg/L	m ³ /d
	SST	SSV	SSF	SST	SSV	SSF	Q
01-oct-09	77593	25247	52347	23780	12040	11740	76.86
02-oct-09	96967	28800	68167	25007	12093	12913	51.24
03-oct-09	86887	29040	57847	26373	11687	14687	51.24
04-oct-09	96033	30040	65993	27960	12100	15860	51.24
05-oct-09	90033	28680	61353	33813	13847	19967	108.885
06-oct-09	71713	25300	46413	33940	13607	20333	76.86
07-oct-09	84360	28893	55467	32327	13100	19227	83.265
08-oct-09	54347	23607	30740	32933	13240	19693	76.86
09-oct-09	40780	19600	21180	33913	13860	20053	76.86
10-oct-09	40120	19013	21107	35493	15247	20247	76.86
11-oct-09	31260	16567	14693	31100	12220	18880	76.86
12-oct-09	33873	15580	18293	33413	13613	19800	76.86
13-oct-09	45813	19147	26667	30140	12520	17620	76.86
14-oct-09	55600	22507	33093	30560	12793	17767	76.86
15-oct-09	47327	21040	26287	30533	12753	17780	76.86
16-oct-09	43167	18933	24233				96.075
17-oct-09	44400	19700	24700	31807	13380	18427	25.62
18-oct-09	33627	16087	17540	28887	11980	16907	51.24
19-oct-09	26840	13273	13567	29320	12560	16760	70.455
20-oct-09	31707	14840	16867	29673	6387	23287	76.86
21-oct-09	38013	14453	23560	28010	11917	16093	76.86
22-oct-09	30280	13147	17133	27807	11907	15900	115.29
23-oct-09	20740	10813	9927	26473	11393	15080	115.29
24-oct-09	21700	12073	9627	26320	11613	14707	115.29
25-oct-09	31287	14073	17213	25107	10993	14113	115.29
26-oct-09	19967	11667	8300	24667	11020	13647	76.86
27-oct-09	21400	11967	9433	23540	10387	13153	76.86
28-oct-09	28680	16113	12567	26220	11253	14967	76.86
29-oct-09	25247	14867	10380	23287	10413	12873	76.86
30-oct-09	23033	13140	9893	21833	9473	12360	12.81
31-oct-09	26727	16387	10340				44.835

FECHA	INFLUENTE	mg/L	mg/L	EFLUENTE	mg/L	mg/L	m ³ /d
	SST	SSV	SSF	SST	SSV	SSF	Q
01-nov-09	26553	15760	10793	21780	9813	11967	44.835
02-nov-09				21253	9480	11773	76.86
03-nov-09	28053	16967	11087	23353	11487	11867	51.24
04-nov-09	26713	17060	9653	21867	10320	11547	64.05
05-nov-09	25920	16760	9160	21267	10267	11000	70.455
06-nov-09	25007	15667	9340	20413	9927	10487	76.86
07-nov-09	26493	16567	9927	20627	9973	10653	76.86
08-nov-09	27180	17787	9393	21107	10827	10280	76.86
09-nov-09	25667	16293	9373	19273	9053	10220	51.24
10-nov-09	27753	18200	9553	20480	9887	10593	51.24
11-nov-09	30060	19553	10507	20333	9860	10473	25.62
12-nov-09	38960	24473	14487	20193	9987	10207	51.24
13-nov-09	40533	25560	14973	20620	9533	11087	51.24
14-nov-09	40593	25567	15027	20680	10553	10127	44.835
15-nov-09	42913	25413	17500	20080	9880	10200	32.025
16-nov-09	37980	22933	15047	20700	10473	10227	25.62
17-nov-09	25567	16320	9247	19767	10267	9500	12.81
18-nov-09	52227	30560	21667	20227	10280	9947	32.025
19-nov-09	64333	31553	32780	20393	9980	10413	12.81
20-nov-09	84420	33713	50707	25887	12733	13153	19.215
21-nov-09	58187	26653	31533	20813	10120	10693	38.43
22-nov-09	40413	22980	17433	21120	10973	10147	32.025
23-nov-09	71993	25500	46493	21307	10973	10333	51.24
24-nov-09	52267	24033	28233	20647	10780	9867	32.025
25-nov-09	47280	26287	20993	20307	10847	9460	70.455
26-nov-09	38887	23320	15567	20613	10860	9753	25.62
27-nov-09	30287	18693	11593	20113	10713	9400	19.215
28-nov-09	30180	17420	12760	20347	10940	9407	12.81
29-nov-09	26473	16360	10113	20187	10100	10087	12.81
30-nov-09	28000	16640	11360	21680	11180	10500	6.405

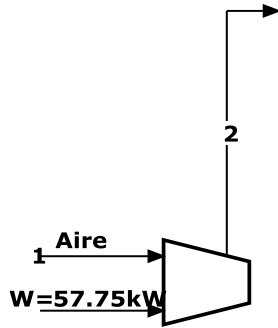
FECHA	INFLUENTE	mg/L	mg/L	EFLUENTE	mg/L	mg/L	m ³ /d
	SST	SSV	SSF	SST	SSV	SSF	Q
01-dic-09	25047	16387	8660	19513	10093	9420	6.405
02-dic-09							0
03-dic-09							0
04-dic-09							0
05-dic-09	13773	8140	5633	19200	9220	9980	44.835
06-dic-09	34153	15473	18680	19593	9860	9733	38.43
07-dic-09	22773	12940	9833	19727	10673	9053	51.24
08-dic-09	20580	13020	7560	19453	9720	9733	44.835
09-dic-09	16473	8980	7493	19007	9273	9733	6.405
10-dic-09	15720	10980	4740	19293	10373	8920	38.43
11-dic-09	17553	11107	6447	18593	9480	9113	19.215
12-dic-09	16640	10633	6007	18160	9113	9047	44.835
13-dic-09	24727	16420	8307	18320	9140	9180	64.05
14-dic-09	22120	15553	6567	18140	9573	8567	64.05
15-dic-09	22380	15573	6807	18267	10133	8133	51.24
16-dic-09	24400	16013	8387	17887	9560	8327	51.24
17-dic-09	21840	15333	6507	17707	9327	8380	51.24
18-dic-09	21487	14253	7233	17213	9140	8073	51.24
19-dic-09	24987	15833	9153	17260	9353	7907	51.24
20-dic-09	26160	16313	9847	16980	9153	7827	51.24
21-dic-09	29507	17747	11760	16960	9080	7880	51.24
22-dic-09	27080	17093	9987	17547	5120	12427	32.025
23-dic-09	26153	16760	9393	18107	9880	8227	32.025
24-dic-09	33640	21820	11820	16847	8707	8140	12.81
25-dic-09							0
26-dic-09	10313	6673	3640	16673	8880	7793	19.215
27-dic-09	28807	18247	10560	17140	9080	8060	12.81
28-dic-09	27280	17500	9780	17687	9593	8093	12.81
29-dic-09							0
30-dic-09							0
31-dic-09	29167	18047	11120	16067	8700	7367	12.81

FECHA	INFLUENTE	mg/L	mg/L	EFLUENTE	mg/L	mg/L	m ³ /d
	SST	SSV	SSF	SST	SSV	SSF	Q
01-ene-10	29053	18487	10567	16420	8767	7653	12.81
02-ene-10							0
03-ene-10	30847	19240	11607	16747	9093	7653	12.81
04-ene-10	48933	27867	21067	16507	7640	8867	12.81
05-ene-10							0
06-ene-10	33120	19080	14040	16347	8607	7740	12.81
07-ene-10							0
08-ene-10	8180	5247	2933	15633	8127	7507	6.405
09-ene-10							0
10-ene-10							0
11-ene-10							0
12-ene-10							0
13-ene-10				15720	8613	7107	0
14-ene-10	23173	14907	8267	15713	8433	7280	32.025
15-ene-10	34333	21053	13280	15820	8680	7140	19.215
16-ene-10	36313	24667	11647	16347	9440	6907	44.835
17-ene-10	38987	25340	13647	16560	9080	7480	51.24
18-ene-10	41067	27367	13700	17527	9933	7593	64.05
19-ene-10	38760	26120	12640	17393	9707	7687	64.05
20-ene-10	41847	26447	15400	17307	9673	7633	70.455
21-ene-10	32907	22420	10487	18647	10733	7913	76.86
22-ene-10	30887	18540	12347	19547	9713	9833	76.86
23-ene-10	29840	19260	10580	18607	10433	8173	76.86
24-ene-10	29327	19740	9587	19707	11693	8013	70.455
25-ene-10	29660	19660	10000	19920	12107	7813	64.05
26-ene-10	29567	19960	9607	19947	12113	7833	64.05
27-ene-10	26113	17047	9067	19880	11560	8320	64.05
28-ene-10	25647	16940	8707	18500	10667	7833	64.05
29-ene-10	27353	18233	9120	20027	11933	8093	64.05
30-ene-10	37080	21807	15273	20427	11913	8513	64.05
31-ene-10	30273	20087	10187	19773	11893	7880	70.455

Apéndice II

Balances de exergía por equipos en la microturbina para generación de electricidad y en la modalidad cogeneración.

Compresor



$$Irr = Extte - Extts = W_{compresor} - (Ex_{f,2} - Ex_{f,1})$$

$$Irr = Exnts - Exntp = (Ex_{f,1} + W_{compresor}) - Ex_{f,2}$$

$$\eta = Extts / Extte = (Ex_{f,2} - Ex_{f,1}) / W_{compresor}$$

$$\varepsilon = Exntp / Exnts = Ex_{f,2} / (Ex_{f,1} + W_{compresor})$$

$$Efluentes = 0$$

$$Pot = Irr(1 - \varepsilon) + Efl$$

$$\zeta = 1 - P_{ex} / Extte = 1 - Irr + 0 / (Ex_{f,1} + Ex_{q,1} + W_{compresor})$$

Recuperador



$$Irr = Extte - Extts = (Ex_{f,6} + Ex_{f,2}) - (Ex_{f,7} + Ex_{f,3})$$

$$Irr = Exnts - Exntp = (Ex_{f,6} - Ex_{f,7}) - (Ex_{f,3} - Ex_{f,2})$$

$$\eta = Extts/Extte = (Ex_{f,7} + Ex_{f,3}) / (Ex_{f,6} + Ex_{f,2})$$

$$\varepsilon = Exntp/Exnts = (Ex_{f,3} - Ex_{f,2}) / (Ex_{f,6} - Ex_{f,7})$$

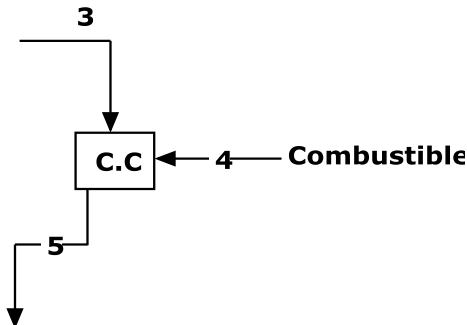
Efluentes = Ex_7 En el caso de la modalidad de generación de electricidad

Efluentes = 0 En el caso de la modalidad en cogeneración

$$Pot = Irr(1 - \varepsilon) + Efl$$

$$\zeta = 1 - P_{ex}/Extte = 1 - Irr + Ex_7 / (Ex_{f,6} + Ex_{f,2})$$

Cámara de Combustión



$$Irr = Extte - Extts = Ex_{f,3} + Ex_{q,3} + Ex_{f,4} + Ex_{q,4} - (Ex_{f,5} + Ex_{q,5})$$

$$Irr = Ex_{nts} - Ex_{ntp} = (Ex_{q,4} + Ex_{q,3} - Ex_{q,5}) - (Ex_{f,5} - (Ex_{f,4} + Ex_{f,3}))$$

$$\eta = Ex_{tts}/Ex_{tte} = (Ex_{f,5} + Ex_{q,5}) / (Ex_{f,3} + Ex_{q,3} + Ex_{f,4} + Ex_{q,4})$$

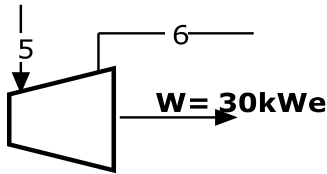
$$\varepsilon = Ex_{ntp}/Ex_{nts} = (Ex_{f,5} - (Ex_{f,4} + Ex_{f,3})) / (Ex_{q,4} + Ex_{q,3} - Ex_{q,5})$$

$$Efluentes = 0$$

$$Pot = Irr(1 - \varepsilon) + Efl$$

$$\zeta = 1 - P_{ex}/Ex_{tte} = 1 - Irr / (Ex_{f,3} + Ex_{q,3} + Ex_{f,4} + Ex_{q,4})$$

Turbina



$$Irr = Ex_{tte} - Ex_{tts} = Ex_{f,5} - (W_T + Ex_{f,6})$$

$$Irr = Ex_{nts} - Ex_{ntp} = (Ex_{f,5} - Ex_{f,6}) - W_T$$

$$\eta = Ex_{tts}/Ex_{tte} = (W_T + Ex_{f,6}) / Ex_{f,5}$$

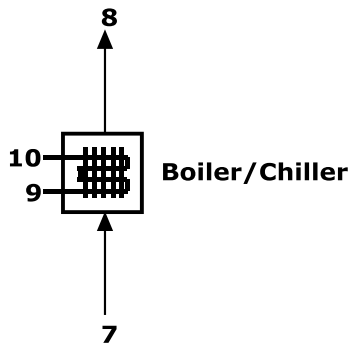
$$\varepsilon = Ex_{ntp}/Ex_{nts} = W_T / (Ex_{f,5} - Ex_{f,6})$$

$$Efluentes = 0$$

$$Pot = Irr(1 - \varepsilon) + Efl$$

$$\zeta = 1 - P_{ex}/Ex_{tte} = 1 - Irr / Ex_{f,5}$$

Boiler/Chiller (Modalidad Cogeneración)



$$Irr = Extte - Extts = (Ex_{f,7} + Ex_{f,9}) - (Ex_{f,8} + Ex_{f,10})$$

$$Irr = Exnts - Exntp = (Ex_{f,7} - Ex_{f,8}) - (Ex_{f,10} - Ex_{f,9})$$

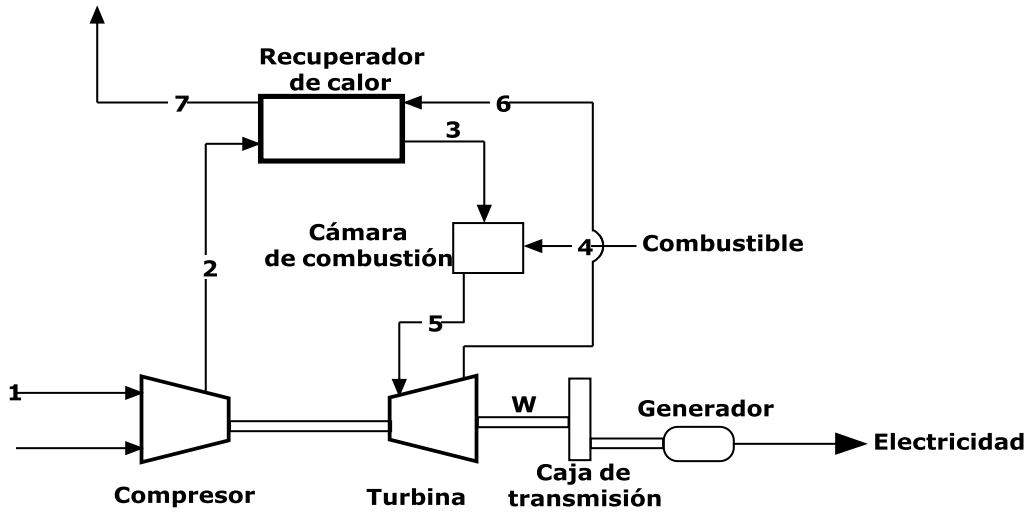
$$\eta = Extts / Extte = (Ex_{f,8} + Ex_{f,10}) / (Ex_{f,7} + Ex_{f,9})$$

$$\varepsilon = Exntp / Exnts = (Ex_{f,10} - Ex_{f,9}) / (Ex_{f,7} - Ex_{f,8})$$

$$Efluentes = Ex_8$$

$$Pot = Irr(1 - \varepsilon) + Efl$$

Balance de exergía para el sistema de generación de electricidad



$$Irr = \sum Irr_{equipos}$$

$$Irr = Extte - Extts = (W_C + Ex_{q,4} + Ex_{f,4}) - (Ex_{f,7} + Ex_{q,7} + W_T)$$

$$Irr = Exnts - Exntp = (Ex_{q,4} - Ex_{q,7} + W_C - W_T) - (Ex_{f,7} - Ex_{f,4})$$

$$\eta = Extts/Extte = (Ex_{f,7} + Ex_{q,7} + W_T) / (W_C + Ex_{q,4} + Ex_{f,4})$$

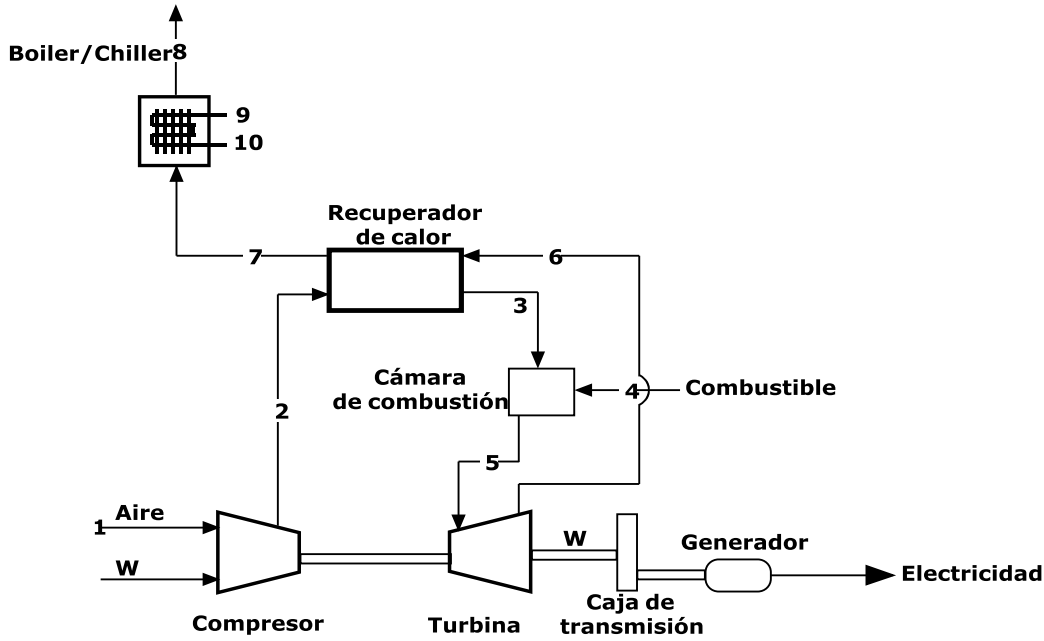
$$\varepsilon = Exntp/Exnts = (Ex_{f,7} - Ex_{f,4} + W_T) / (Ex_{q,4} - Ex_{q,7} + W_C)$$

$$Efluentes = Ex_7$$

$$Pot = Irr(1 - \varepsilon) + Efl$$

$$\zeta = 1 - P_{ex}/Extte = 1 - (Irr + Ex_7) / (W_C + Ex_{q,4} + Ex_{f,4})$$

Balance de exergia para el sistema de cogeneración



$$Irr = \sum Irr_{equipos}$$

$$Irr = Extte - Extts = (W_C + Ex_{q,4} + Ex_{f,4} + Ex_{f,9}) - (Ex_{f,10} + Ex_{f,8} + Ex_{q,8} + W_T)$$

$$Irr = Exnts - Exntp = (Ex_{q,4} - Ex_{q,8} + W_C - W_T) - (Ex_{f,8} - Ex_{f,4} + Ex_{f,10} - Ex_{f,9})$$

$$\eta = Extts / Extte = (Ex_{f,10} + Ex_{f,8} + Ex_{q,8} + W_T) / (W_C + Ex_{q,4} + Ex_{f,4} + Ex_{f,9})$$

$$\varepsilon = Exntp / Exnts = (Ex_{f,8} - Ex_{f,4} + Ex_{f,10} - Ex_{f,9} + W_T) / (Ex_{q,4} - Ex_{q,8} + W_C)$$

$$Efluentes = Ex_8$$

$$Pot = Irr(1 - \varepsilon) + Efl$$

$$\zeta = 1 - P_{ex} / Extte = 1 - (Irr + Ex_8) / (W_C + Ex_{q,4} + Ex_{f,4} + Ex_{f,9})$$