



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Análisis de factibilidad de un ciclo
Rankine para un digestor y un
gasificador**

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

Eduardo Hernández Ramírez

DIRECTORA DE TESIS

Dra. Alejandra Castro González



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2017

JURADO ASIGNADO

PRESIDENTE: M.I. Augusto Sánchez Cifuentes

VOCAL: Dra. Alejandra Castro González

SECRETARIO: M.I. Juan Carlos Cedeño Vázquez

1er SUPLENTE: M.I. Javier Noé Ávila Cedillo

2do SUPLENTE: Ing. Jaime Aguilar Reyes

SITIO DONDE SE DESARROLLÓ EL TEMA:

Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México

ASESORA DEL TEMA:

Dra. Alejandra Castro González

SUSTENTANTE:

Eduardo Hernández Ramírez

AGRADECIMIENTOS

Le doy gracias a **Dios** por permitirme vivir este momento junto a mi familia y amigos y por todas las bendiciones recibidas.

A mis padres, **Pedro y Angélica**, por el amor y apoyo incondicional que me han brindado a lo largo de toda mi vida.

A mis hermanos **Pedro y Lilian**, que por su cariño y consejos he logrado ser una mejor persona.

Doy gracias a mis abuelos **Juan[†] y Alicia**, de quien siempre he recibido muestras de afecto y apoyo.

A la **Universidad Nacional Autónoma de México**, que me ha permitido recibir una excelente formación profesional, por lo que me comprometo a ejercer mi profesión con responsabilidad, representando con orgullo esta gran institución.

Agradezco a la **Dra. Alejandra Castro González** por su valiosa colaboración en la realización de este trabajo.

A los **miembros del jurado** les agradezco su tiempo y disposición en la evaluación del presente trabajo.

A mis **profesores, compañeros y amigos** quienes han sido parte fundamental en mi proceso de formación y aprendizaje.

ÍNDICE

INDICE DE FIGURAS	VI
INDICE DE TABLAS.....	VIII
RESUMEN	X
INTRODUCCIÓN	XI
OBJETIVOS.....	XIII
CAPÍTULO I. ANTECEDENTES.....	1
1.1 BIOCOMBUSTIBLES.....	1
1.2 BIOMASA.....	2
1.2.1 Residuos sólidos urbanos (RSU).....	4
1.2.2 Aguas residuales e industriales	11
1.3 BIOGÁS.....	13
1.3.1 Gas de síntesis	15
1.3.2 Rellenos sanitarios.....	19
1.3.3 Degradación anaerobia.....	20
1.3.4 Impacto ambiental.....	25
CAPÍTULO II. FUNDAMENTOS	28
2.1 CICLOS TERMODINÁMICOS	28
2.2 CICLO RANKINE	31
2.2.1 Proceso.....	37
2.2.2 Parámetros de control.....	38
2.2.3 Eficiencia	42
2.3 CICLO RANKINE ORGÁNICO	43
CAPÍTULO III. MATERIALES Y MÉTODOS	50
3.1 PROBLEMÁTICA.....	50
3.1.1 Digestor	50
3.1.2 Gasificador.....	53
3.2 METODOLOGÍA	57
3.3 CYCLEPAD	58
CAPÍTULO IV. RESULTADOS	61
4.1 ANÁLISIS DEL PROCESO.....	61
4.1.1 Sistema anaerobio	61
4.1.2 Gasificador.....	62
4.2 CÁLCULOS CON LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ACTUAL	63
4.3 RESULTADOS CON EL CICLO RANKINE	64

4.3.1 <i>Digestor</i>	77
4.3.1 <i>Gasificador</i>	82
4.4 ANÁLISIS AMBIENTAL	88
4.5 DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS	94
CAPÍTULO V. CONCLUSIONES	96
REFERENCIAS	98

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Generación de energía de fuentes renovables.....	1
Figura 1.2	Generación de RSU, producto interno bruto (PIB) y gasto del consumo final privado.....	7
Figura 1.3	Generación de RSU por entidad federativa.....	8
Figura 1.4	Generación de RSU en CU.....	9
Figura 1.5	Composición promedio de los RSU generados en CU.....	10
Figura 1.6	Esquema de una planta de degradación anaerobia.....	21
Figura 1.7	Esquema de reacciones en la degradación anaerobia.....	22
Figura 2.1	Representación general de una máquina térmica.....	29
Figura 2.2	Diagrama P-v y T-s.....	30
Figura 2.3	Esquema representativo del ciclo Rankine.....	33
Figura 2.4	Diagrama T-s del ciclo Rankine.....	37
Figura 2.5	Efecto de las irreversibilidades de la bomba y la turbina en el ciclo Rankine ideal.....	39
Figura 2.6	Diagramas T-s de las modificaciones realizadas al ciclo Rankine.....	43
Figura 2.7	Diagrama de flujo del proceso y los principales componentes de un CRO.....	45
Figura 2.8	Tipos de fluidos de trabajo: seco, isoentrópico y húmedo.....	49
Figura 3.1	Esquema del proceso de degradación anaerobia.....	51
Figura 3.2	Componentes principales del equipo de degradación anaerobia.....	53
Figura 3.3	Equipo de gasificación GEK TOTTI.....	54
Figura 3.4	Diagrama del sistema de gasificación.....	55
Figura 3.5	Diagrama de flujo del sistema de gasificación.....	55
Figura 3.6	Diagrama general del equipo de gasificación.....	56
Figura 3.7	Etapas del proceso de análisis.....	57
Figura 4.1	Combustibles utilizados para la generación de electricidad en México.....	61
Figura 4.2	Comparación de los fluidos de trabajo: a) húmedo, b) isoentrópico y c) seco.....	65
Figura 4.3	Comparación de las curvas de saturación de los fluidos analizados.....	69
Figura 4.4	Diagrama entalpía-entropía de un fluido seco demostrando el efecto del sobrecalentamiento.....	71
Figura 4.5	Diagrama T-s del CRO con el R134a.....	73
Figura 4.6	Diagrama T-s del CRO con el R134a en CyclePad.....	74
Figura 4.7	Restricción en las condiciones establecidas en el software.....	74
Figura 4.8	Comportamiento de la eficiencia con respecto a la temperatura a la entrada de la turbina a la presión especificada.....	76

Figura 4.9	Comportamiento del flujo másico, potencia de turbina y potencia consumida por la bomba con respecto a la temperatura a la entrada de la turbina a la presión especificada con los datos actuales de biogás.....	78
Figura 4.10	Exergía destruida en los diferentes equipos.....	79
Figura 4.11	Comportamiento del flujo másico, potencia de turbina y potencia consumida por la bomba con respecto a la temperatura a la entrada de la turbina a la presión especificada con los RSO de CU.....	80
Figura 4.12	Potencia de la turbina, bomba y neta a la máxima eficiencia térmica usando el biogás.....	82
Figura 4.13	Comportamiento del flujo másico, potencia de turbina y potencia consumida por la bomba con respecto a la temperatura a la entrada de la turbina a la presión especificada con los datos actuales de gas de síntesis.....	84
Figura 4.14	Comportamiento del flujo másico, potencia de turbina y potencia consumida por la bomba con respecto a la temperatura a la entrada de la turbina a la presión especificada con los residuos de jardinería de CU.....	86
Figura 4.15	Potencia de la turbina, bomba y neta a la máxima eficiencia térmica usando el gas de síntesis.....	87

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1	Generación de electricidad mediante el uso de diferentes tecnologías.....	4
Tabla 1.2	Generación anual de RSU en millones de toneladas por zona geográfica, 2009 a 2011.....	9
Tabla 1.3	Cantidad de agua residual generada, captada y tratada.....	12
Tabla 1.4	Características generales del biogás.....	13
Tabla 2.1	Características del agua como fluido de trabajo en un ciclo....	32
Tabla 2.2	Comparación de las propiedades en ciclos Rankine de vapor y orgánicos.....	47
Tabla 2.3	Características de algunos fluidos utilizados en el CRO.....	48
Tabla 3.1	Descripción de los componentes de un sistema de flujo estable en CyclePad.....	60
Tabla 4.1	Composición del gas procedente del gasificador.....	63
Tabla 4.2	Datos del gas de síntesis.....	63
Tabla 4.3	Comparación de fluidos analizados mediante el método del punto espinal.....	68
Tabla 4.4	Resumen de las razones por las que se eligió el R134a para realizar el análisis del ciclo.....	70
Tabla 4.5	Resumen de consideraciones para el análisis del ciclo.....	72
Tabla 4.6	Entalpía y entropía en cada estado del CRO.....	76
Tabla 4.7	Eficiencia, flujo másico, potencia de salida y consumida a la respectiva temperatura a la entrada a la turbina empleando biogás.....	77
Tabla 4.8	Exergía destruida en cada dispositivo y la eficiencia de segunda ley a su respectiva temperatura empleando el biogás.....	79
Tabla 4.9	Eficiencia, flujo másico, potencia de la turbina y bomba, utilizando el biogás obtenido de los RSO generados en CU.....	80
Tabla 4.10	Exergía destruida en cada dispositivo y la eficiencia de segunda ley, utilizando el biogás obtenido de los RSO generados en CU.....	81
Tabla 4.11	Potencias en la bomba, turbina y neta a la máxima eficiencia térmica para el digestor.....	82
Tabla 4.12	Eficiencia, flujo másico, potencia de salida y consumida a la respectiva temperatura a la entrada a la turbina utilizando el gas de síntesis.....	83
Tabla 4.13	Exergía destruida en cada dispositivo y la eficiencia de segunda ley a su respectiva temperatura utilizando el gas de síntesis.....	85

Tabla 4.14	Eficiencia, flujo másico, potencia de la turbina y bomba utilizando el gas de síntesis obtenido de los residuos de jardinería.....	85
Tabla 4.15	Exergía destruida en cada dispositivo y la eficiencia de segunda ley, utilizando el gas de síntesis obtenido de los residuos de jardinería.....	86
Tabla 4.16	Potencias en la bomba, turbina y neta a la máxima eficiencia térmica para el gasificador.....	87
Tabla 4.17	Contribución porcentual del sector de generación de electricidad al total de emisiones nacionales.....	88
Tabla 4.18	Emisiones de las centrales eléctricas analizadas.....	89
Tabla 4.19	Emisiones de las centrales eléctricas para sustituir el CRO.....	89
Tabla 4.20	Gases contaminantes liberados al quemar el gas de síntesis y biogás.....	90
Tabla 4.21	Gases contaminantes liberados al quemar el gas de síntesis y el biogás en el CRO.....	90
Tabla 4.22	Energía generada con el CRO para ambos equipos, el gasificador y el digestor.....	91
Tabla 4.23	Comparación emisiones de una central eléctrica y el CRO.....	93
Tabla 4.24	Comparación de los resultados actuales con el análisis de uso de un CRO en conjunto con un motor de combustión interna.....	95

RESUMEN

Este estudio propuso el análisis de factibilidad del uso de un CRO en conjunto con un gasificador y un digestor, de los cuales se obtiene gas de síntesis y biogás, respectivamente. El equipo de degradación anaerobia tiene una capacidad actual de generación de $6.1 \text{ m}^3/\text{día}$ de biogás, con una energía aprovechable de 1.141 kJ/s . El gasificador actualmente es capaz de producir $0.0138 \text{ m}^3/\text{s}$ de gas de síntesis, que representan un aporte de calor de 8.144 kJ/s . Utilizando ambos gases como combustible en un CRO que opera con el refrigerante R134a como fluido de trabajo, se producirían 0.8107 kW con el gas de síntesis y 0.1136 kW con el biogás, obteniendo una eficiencia térmica máxima del ciclo de 9.95% a una temperatura máxima de $89 \text{ }^\circ\text{C}$. Además de los datos actuales de generación de biogás y de gas de síntesis, se proponen dos casos en los que se incrementa la cantidad de residuos orgánicos procesados. Se consideran 3.551 toneladas de residuos orgánicos adecuados para el digestor, aumentando hasta 10 veces la producción de energía con el CRO en el estado actual. El gasificador presenta una alta eficiencia al usar residuos orgánicos con alto contenido de carbono, y al analizar el uso de los 318 m^3 de residuos provenientes de la poda y la jardinería en CU, la generación de energía aumenta hasta los 24.0105 kW . Al usar combustibles generados a partir de la biomasa como los el biogás y el gas de síntesis se podría evitar la emisión de hasta 103.08 toneladas equivalentes de CO_2 en un año, así como disminuir en gran medida la liberación a la atmósfera de otros contaminantes como el SO_2 y el C_2H_4 que afectan gravemente al ambiente y a la salud, y que son producidos por las grandes centrales eléctricas que usan combustibles fósiles para cubrir la demanda de energía eléctrica en México.

INTRODUCCIÓN

El calentamiento global debido al incremento de las emisiones de gases de efecto invernadero es uno de los retos más grandes que la humanidad está enfrentando. Aproximadamente 60% de las emisiones de efecto invernadero provenientes de actividades humanas están relacionadas con la producción de energía. Esto ha conducido a la búsqueda de métodos de producción de energía ambientalmente más amigables. El método de producción de energía predominante globalmente es la combustión, la que usualmente conduce a una baja eficiencia de producción de electricidad. Por ejemplo, la eficiencia eléctrica se encuentra entre el 30 y 40% para plantas potencia de motores reciprocantes, y entre el 20 y 40% para turbinas de gas. El calor restante solo es utilizado en algunas aplicaciones. Por lo tanto, si el calor rechazado pudiera ser convertido en electricidad adicional, las necesidades primarias de energía de la producción de electricidad pueden ser reducidas significativamente. En general, algunos aspectos deberían ser considerados de acuerdo al método de utilización del calor rechazado.

Nuestro planeta ha sufrido varios procesos de calentamientos y enfriamientos a lo largo del tiempo, y actualmente la tierra está experimentando un calentamiento global que en gran parte está influenciado por los efectos del ser humano. Debido a la preocupación por los efectos que este calentamiento puede llegar a tener, se han producido desde hace años reuniones y conferencias en distintos países plantear posibles soluciones.

Actualmente y según datos de la Agencia Internacional de Energía, la biomasa es la principal fuente energética para 2400 millones de personas y suple cerca del 40% de la demanda energética de los países en desarrollo. En 2014 México contaba con una capacidad efectiva instalada para generar 65,452 MW de electricidad, de los cuales 16,047 MW provienen de energía renovable (eólica, solar, hidráulica, geotérmica y biomasa), esto representa el 24.5% de la capacidad instalada. Se estima que para 2028 la capacidad instalada para generar electricidad empleando energías renovables se incremente a 19,761 MW.

Existen algunos procesos que permiten aprovechar la biomasa y los residuos para producir energía. La degradación anaerobia para producir metano y usarlo como combustible ha sido técnicamente exitoso en una amplia variedad de escalas en países desarrollados y en desarrollo. Hay muchos diseños de digestores y típicamente el proceso de degradación permanece obteniendo solo el 40% del total de energía aprovechable que se convierte en gas metano. Para muchos países en desarrollo, el bajo costo y la simplicidad de la degradación a pequeña escala y el alto contenido orgánico de los residuos hacen de esta una solución bastante prometedora. Por ejemplo, en los EE.UU., el estiércol de ganado alcanza alrededor del 10% de las emisiones de metano. Ellos capturan cerca del 70% de este metano aparentemente aprovechable, del cual el 20% puede ser rentable.

La energía de la biomasa y en particular la degradación de la biomasa o residuos orgánicos en plantas de biogás es uno de las opciones más atractivas para la implementación de energías renovables en Europa. Esto ofrece un gran potencial para sustituir los combustibles fósiles. Lo que limita la eficiencia de las plantas de biogás es la enorme cantidad de calor perdido que comúnmente no es utilizado en sistemas de calentamiento distritales debido a las características del calor demandado y de la localización de las plantas de degradación. Una posibilidad para vencer esta restricción es usar ese calor para obtener una mayor producción de electricidad por medio de la aplicación de un ciclo Rankine (Schuster y col., 2009). El ciclo Rankine orgánico es una variante del ciclo Rankine convencional de vapor de agua. Su principal diferencia es el uso de un fluido orgánico en sustitución del agua, y es una excelente opción para su uso en instalaciones de baja escala, alimentadas con combustibles provenientes de fuentes renovables.

El gas no necesita tratamiento previo a la combustión ya que se oxida en un combustor, especie de horno-caldera, y no daña el evaporador (en función de la caracterización del gas), simplificando el proceso y reduciendo los costos. Por otra parte, la eficiencia eléctrica máxima alcanzable para este tipo de procesos con ciclo de vapor es del orden del 23%, que es comparable a la eficiencia de un incinerador de residuos sólidos típico (Castells, 2005).

OBJETIVOS

Objetivo general

Analizar la factibilidad técnica y ambiental del ciclo Rankine orgánico en un gasificador y un digestor a nivel semi-industrial comparando eficiencias térmicas, emisiones al ambiente y ventajas de los sistemas.

Objetivos específicos

- Analizar las ventajas del uso de combustibles generados a partir de fuentes renovables.
- Comparar las características del ciclo Rankine orgánico con el ciclo Rankine convencional.
- Calcular la eficiencia térmica del ciclo Rankine orgánico usando el biogás y el gas de síntesis.
- Calcular la variación en la emisión de gases de efecto invernadero como consecuencia del uso del ciclo Rankine orgánico.

Capítulo I. ANTECEDENTES

1.1 Biocombustibles

Los biocombustibles son recursos energéticos procesados por el ser humano a partir de materias producidas recientemente por seres vivos, a las cuales se les denomina “biomasa”. Pueden ser líquidos, sólidos o gaseosos, y su finalidad última es liberar la energía contenida en sus componentes químicos mediante una reacción de combustión. Existen varios tipos de biocombustibles clasificados de acuerdo al insumo o materia prima y a la tecnología empleada para producirlos. Debido a los avances en la tecnología, esta clasificación se realiza por generaciones. Los biocombustibles pueden ser clasificados en función de las tecnologías de su producción: Biocombustibles de primera generación, de segunda generación de tercera generación, y biocombustibles de cuarta generación.

En México los biocombustibles fósiles representan el 89% del suministro de energía. Con una participación de 55%, el petróleo es el componente energético dominante, en cuanto el uso de energías renovables, aumentó solo marginalmente en el periodo 2000-2010. En la Figura 1.1 se muestra el porcentaje de generación de energía provista por diferentes fuentes renovables.

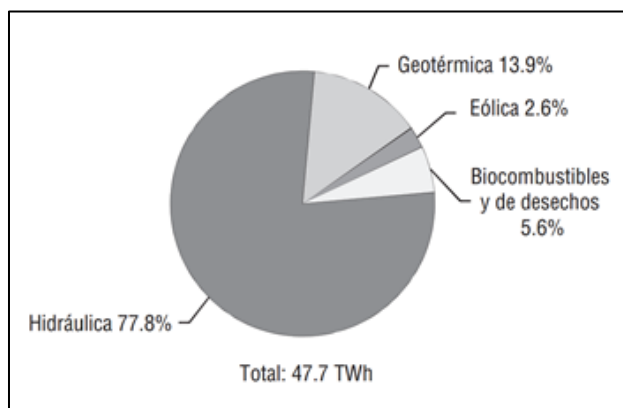


Figura 1.1 Generación de energía de fuentes renovables (OCDE, 2013)

1.2 Biomasa

Se le denomina biomasa al producto oriundo de algún organismo vivo, es decir materia orgánica, que una vez procesado genera la energía o beneficios que se desean obtener del mismo. La biomasa no tiene solamente origen vegetal sino que también puede provenir de otras fuentes, como los son la de origen animal y la de origen residual. Sin embargo, la mayoría de los biocombustibles son de origen vegetal dado que estos organismos se encuentran en la base de la cadena alimentaria y por lo tanto poseen la mayor cantidad de energía.

La biomasa se puede clasificar en tres grandes grupos:

- Biomasa natural: Es la que se produce a la naturaleza sin intervención humana.
- Biomasa residual: Son los residuos orgánicos que provienen de las actividades de las personas.
- Biomasa producida: Son los cultivos energéticos, es decir, campos de cultivo donde se produce un tipo de especie con la única finalidad de su aprovechamiento energético.

A diferencia de los combustibles fósiles, a la biomasa no le toma millones de años desarrollarse. Las plantas usan la luz solar a través de la fotosíntesis para metabolizar el CO₂ de la atmósfera y crecer; los animales crecen tomando su alimento de la biomasa. Los combustibles fósiles no se reproducen mientras la biomasa si lo hace, y por esta razón es considerada renovable. Esta es una de sus mayores atracciones como fuente de energía.

Cada año una gran cantidad de biomasa crece por medio de la fotosíntesis absorbiendo CO₂ de la atmósfera. Cuando esta es quemada libera dióxido de carbono que las plantas habían absorbido de la atmósfera recientemente. Por lo tanto, globalmente la combustión de la biomasa no añade CO₂ a la atmósfera. Por esta razón, la biomasa es considerada un combustible de carbono neutro. De esa gran cantidad de biomasa, únicamente el 5% (13.5 billones de toneladas) pueden ser potencialmente transformadas en energía. Esta cantidad es aún lo

suficientemente grande para proveer alrededor del 26% del consumo de energía mundial (Basu, 2010).

Los productos derivados de la biomasa pueden ser sólidos (carbón), líquidos (etanol, biodiésel, metanol y aceite vegetal) o gases (biogás, gas de síntesis y sustituto de gas natural). De estos se derivan cuatro principales categorías de productos: Químicos como el metanol, fertilizante y fibra sintética, energía como el calor, electricidad y combustibles para transportación como la gasolina y el diésel. El uso de etanol y biodiésel como combustibles de transporte reducen las emisiones de CO₂ por unidad de producción. Esto disminuye la dependencia de los combustibles fósiles. De esta manera, la energía basada en la biomasa no sólo es renovable, sino también libre de emisión de gases de efecto invernadero.

La biomasa fue probablemente la primera fuente de energía explotada por los humanos. A pesar de esto, menos del 22% de la demanda de energía primaria es obtenida a partir de la biomasa o de combustibles derivados de la biomasa. La posición de la biomasa de fuente de energía primaria varía ampliamente dependiendo de las condiciones geográficas y socioeconómicas. Por ejemplo, esta constituye el 90% de la energía primaria en Nepal, pero solamente el 0.1% en el Medio-Este.

Cocinar, aunque altamente ineficiente, es uno de los mayores usos de la biomasa en los países menos desarrollados. Un uso comercial moderno más eficiente empleando la biomasa es la producción de vapor para procesos de generación de calor y electricidad. El uso de la biomasa para la eficiente producción de energía está en aumento en los países desarrollados y las aplicaciones cotidianas como cocinar están siendo abandonadas en los países menos desarrollados.

Existen diversas formas de transformar la biomasa en energía que se pueda aprovechar, aunque dos de ellas son la más utilizadas hoy en día, por métodos termoquímicos y bioquímicos. Dentro de los métodos termoquímicos los más comunes son la combustión, pirólisis, gasificación y co-combustión.

Con el evidente aumento del calentamiento global, se ha reconocido la necesidad de disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero. Una comparación entre las emisiones de distintas tecnologías de generación de electricidad se muestra en la Tabla 1.1.

La biomasa es la cuarta fuente de energía más grande en el mundo, contribuyendo cerca del 10% a la demanda de energía primaria a nivel mundial. En países desarrollados, la contribución de la biomasa a la demanda de energía nacional es mayor, incluso entre el 70 y 90% en algunos países y usada de manera no sustentable (Tchanche y col., 2011).

Tabla 1.1 Generación de electricidad mediante el uso de diferentes tecnologías
(Basu, 2010)

Emisión	Combustión de carbón pulverizado	Gasificación	Combustión de gas natural
CO ₂ (kg/1000 MWh)	0.77	0.680	0.36
Agua usada (L/1000 MWh)	4.62	2.840	2.16
SO ₂ (kg/MWh)	0.68	0.045	0.00
NO _x (kg/MWh)	0.61	0.082	0.09
Sólidos totales (kg/100 MWh)	0.98	0.340	0.00

1.2.1 Residuos sólidos urbanos (RSU)

Los residuos se definen en la Ley General para la Prevención y Gestión Integral de los Residuos (LGPGIR) como aquellos materiales o productos cuyo propietario o poseedor desecha y que se encuentran en estado sólido o semisólido, líquido o gaseoso y que se contienen en recipientes o depósitos; pueden ser susceptibles de ser valorizados o requieren sujetarse a tratamiento o disposición final conforme

a lo dispuesto en la misma Ley. En función de sus características y orígenes, se les clasifica en tres grandes grupos: residuos sólidos urbanos (RSU), residuos de manejo especial (RME) y residuos peligrosos (RP). Los residuos sólidos urbanos, así denominados en México, o residuos sólidos municipales (RSM), como se les conoce internacionalmente, son los residuos no peligrosos generados en vivienda, edificios de apartamentos, establecimientos comerciales, de negocios e institucionales, y servicios municipales.

Los RSU son los que se generan en las casas habitación como resultado de la eliminación de los materiales que se utilizan en las actividades domésticas (productos de consumo y sus envases, embalajes o empaques) o los que provienen también de cualquier otra actividad que se desarrolla dentro de los establecimientos o en la vía pública con características domiciliarias, y los resultantes de las vías y lugares públicos siempre que no sean considerados como residuos de otra índole.

El desarrollo económico, la industrialización y la implantación de modelos económicos que conllevan al aumento sostenido del consumo, han impactado significativamente el volumen y la composición de los residuos producidos por las sociedades del mundo. Las consecuencias ambientales de la inadecuada disposición de los residuos pueden ser negativas para la salud de las personas y de los ecosistemas naturales. Algunos de sus impactos son los siguientes:

- Generación de contaminantes y gases de efecto invernadero: la descomposición de los residuos orgánicos produce biogases que resultan desagradables no sólo por los olores que generan, sino que pueden ser peligrosos debido a su toxicidad o por su explosividad. Algunos de ellos son también gases de efecto invernadero que contribuyen al cambio climático global. Entre estos gases destacan el bióxido y monóxido de carbono (CO_2 y CO , respectivamente), metano (CH_4), ácido sulfhídrico (H_2S) y compuestos orgánicos volátiles (COVs, como la acetona, benceno, estireno, tolueno y tricloroetileno).

- Adelgazamiento de la capa de ozono: las sustancias agotadoras del ozono (SAO) que se emplean en la fabricación de envases de unicel, como propulsores de aerosoles para el cabello, en algunas pinturas y desodorantes, plaguicidas, así como en refrigeradores y climas artificiales contribuyen, al ser liberadas a la atmósfera, al adelgazamiento de la capa de ozono. Cuando los envases de estos productos son desechados de manera inadecuada se convierten en fuentes de emisión de SAO.

- Contaminación de los suelos y cuerpos de agua: la descomposición de los residuos y su contacto con el agua puede generar lixiviados (es decir, líquidos que se forman por la reacción, arrastre o filtrado de los materiales) que contienen, en forma disuelta o en suspensión, sustancias que se infiltran en los suelos o escurren fuera de los sitios de depósito. Los lixiviados pueden contaminar los suelos y los cuerpos de agua, provocando su deterioro y representando un riesgo para la salud humana y de los demás organismos.

- Proliferación de fauna nociva y transmisión de enfermedades: los residuos orgánicos que se disponen atraen a un numeroso grupo de especies de insectos, aves y mamíferos que pueden transformarse en vectores de enfermedades peligrosas como la peste bubónica, tifus murino, salmonelosis, cólera, leishmaniasis, amebiasis, disentería, toxoplasmosis, dengue y fiebre amarilla, entre otras.

La intensificación de la industrialización que se presentó en México durante la segunda mitad del siglo pasado produjo una mayor demanda de materias primas para satisfacer el creciente consumo de bienes y servicios de una población en aumento, y con patrones de consumo cambiantes y cada vez más demandantes. A la par crecieron la generación de residuos de distintos tipos y los problemas asociados para su disposición adecuada, así como las afectaciones a la salud humana y a los ecosistemas.

Actualmente México enfrenta serios problemas materia de gestión de los RSU. Esto se debe al continuo crecimiento demográfico e industrial del país, a las costumbres encaminadas a la adquisición de productos empacados y con vida útil

corta. Los residuos orgánicos representan más del 50% de los residuos totales, seguido por los reciclables (28%); del total generado se recolectan 34 millones de toneladas anuales (87%), de estos, el 64% se envían a rellenos sanitarios (Durán, 2014).

Las cifras sobre la generación de RSU a nivel nacional que se han reportado en los últimos años presentan limitaciones importantes, básicamente porque no se trata de mediciones directas, sino de estimaciones. Son calculadas por la Secretaría de Desarrollo Social (Sedesol) conforme a lo establecido en la norma NMX-AA-61-1985 sobre la Determinación de la Generación de Residuos Sólidos. Según dicha dependencia, en 2011 se generaron alrededor de 41 millones de toneladas, lo que equivale a cerca de 112.5 mil toneladas de RSU diariamente.

Como se observa en la Figura 1.2, la generación de RSU se ha incrementado notablemente en los últimos años; tan sólo entre 2003 y 2011 creció 25%, como resultado principalmente del crecimiento urbano, el desarrollo industrial, las modificaciones tecnológicas, el gasto de la población y el cambio en los patrones de consumo.

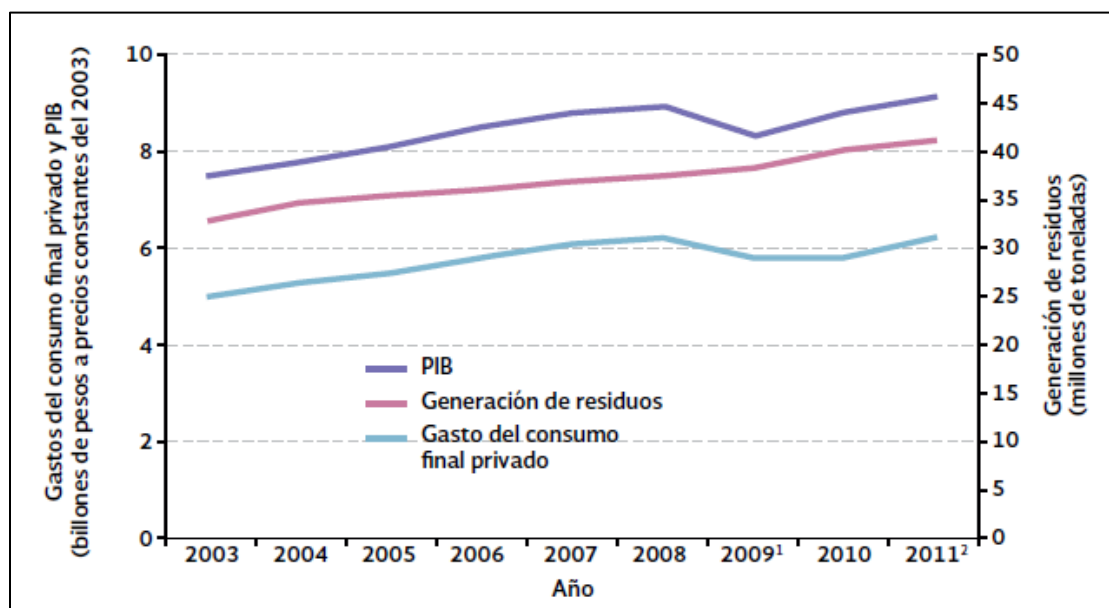


Figura 1.2 Generación de RSU, producto interno bruto (PIB) y gasto del consumo final privado, 2003-2011 (OCDE, 2013)

Por entidad federativa, las que generaron los mayores volúmenes de generación de RSU en 2011 fueron el estado de México (16% del total nacional), Distrito Federal (12%), Jalisco (7%), Veracruz (5.5%) y Nuevo León (5%), mientras que las que registraron los menores volúmenes fueron Nayarit y Tlaxcala (cada una con 0.8%), Baja California Sur y Campeche (cada una con 0.6%) y Colima (0.5%). Dichas cantidades se ilustran en la Figura 1.3.

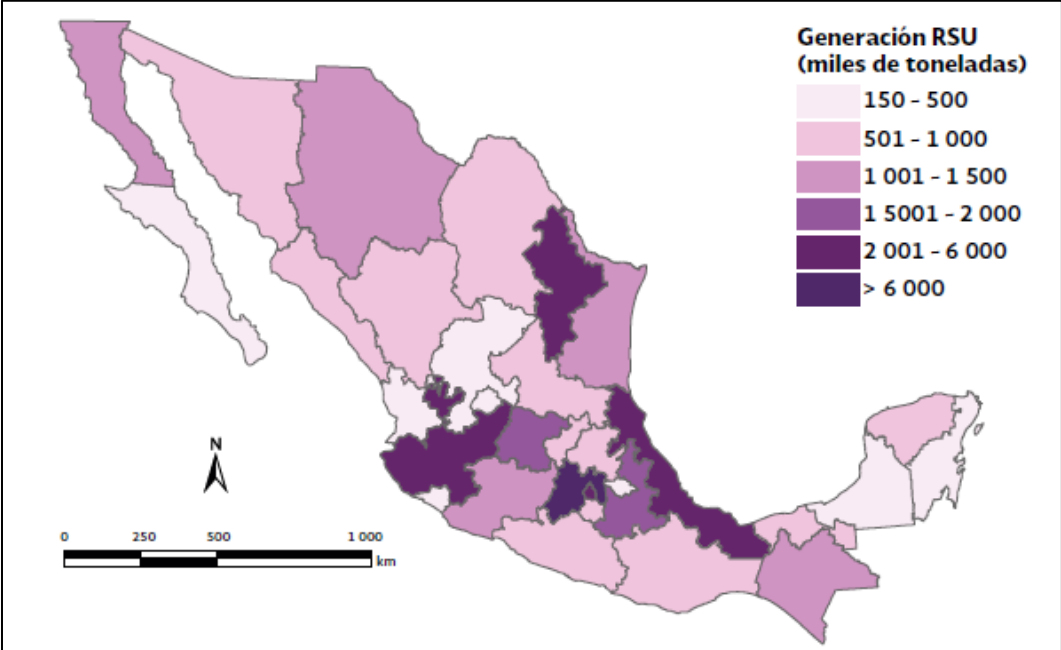


Figura 1.3 Generación de RSU por entidad federativa, 2011 (OCDE, 2013)

Las proyecciones de población y generación de RSU para el periodo 2005 a 2020 son las que se muestran en la Tabla 1.2. En base a estos informes es posible observar el cambio significativo en la generación y composición de RSU que se esperan alcanzar (SEMARNAT e INE, 2006).

Un ejemplo de esta situación es que en Ciudad Universitaria, en la Ciudad de México, en donde la población actual es de 153,022 personas, de las cuales 120,950 son estudiantes, 17,855 son académicos y 14,187 son administrativos, la generación promedio por habitante es de 0.098 kg/día (ECOPUMA, 2011). A continuación se muestra en la Figura 1.4 la generación de RSU por entidad en CU,

y se nota que la Facultad de Ingeniería es la que más aporta con un 18.33% con respecto al total.

Tabla 1.2 Generación anual de RSU en millones de toneladas por zona geográfica, 2009 a 2011 (SEMARNAT, 2012)

Zona geográfica (millones de toneladas)	Año		
	2009	2010	2011
Centro	19.26835	20.27028	20.79405
Distrito federal	4.78150	4.83625	4.89100
Norte	4.00843	10.82773	11.12703
Sur	3.86535	4.12450	4.25042
Frontera norte	6.40137	6.57000	6.74885
Nacional	38.32500	40.05875	41.06250

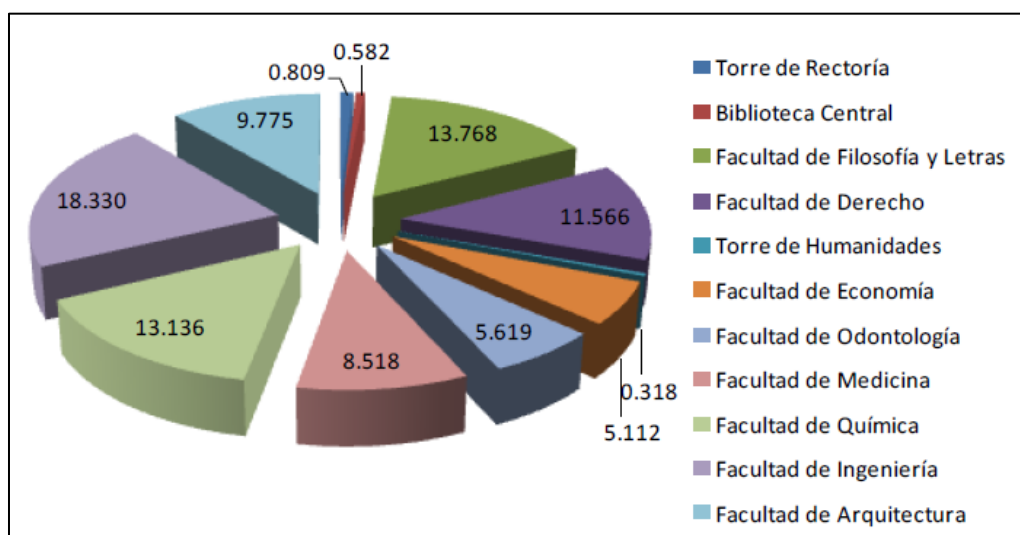


Figura 1.4 Generación de RSU en CU (ECOPUMA, 2011)

La composición promedio de estos residuos se puede ver en la Figura 1.5, obtenida mediante un muestreo conforme a la normatividad mexicana, entre los que destacan los residuos orgánicos por ser el de mayor aportación con 23.2 puntos porcentuales. La composición permitió determinar el peso volumétrico de los

residuos generados en CU, que es de 77.73 [kg/m³]. Datos proporcionados por la Dirección General de Obras señalan que tan sólo en el primer semestre del año 2010, el promedio de RSU trasladados desde CU hasta la estación de transferencia de la delegación de Coyoacán fue de 15.31 toneladas diarias de RSU, lo que equivale a 3.55 toneladas diarias de residuos orgánicos (ECOPUMA, 2011).

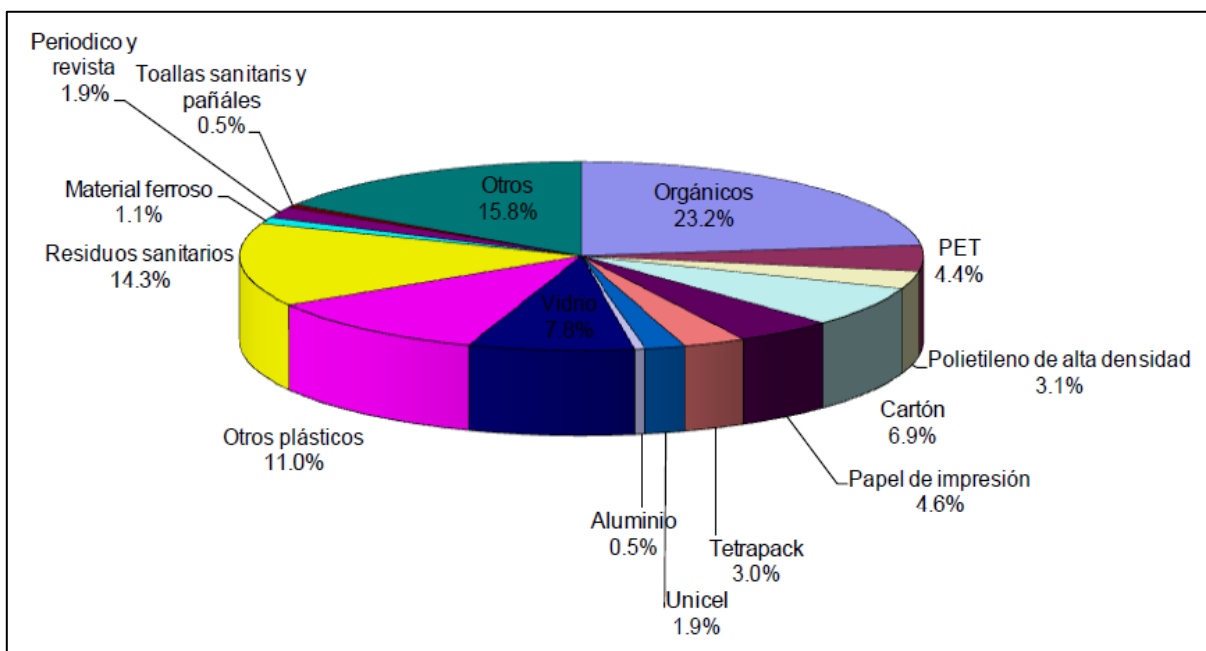


Figura 1.5 Composición promedio de los RSU generados en CU (ECOPUMA, 2011)

Por otro lado, en CU se encuentra una planta de composta que procesa aproximadamente 318 m³ de residuos orgánicos cada semana, que de acuerdo al peso volumétrico promedio de los RSU equivale a 0.981 kg/s. La planta sólo recibe material proveniente de la poda y de la jardinería realizada en las áreas verdes. El material es sometido a un proceso aerobio en donde es acomodado en una pila para degradarse. El tiempo de composteo actual es de 5 meses (ECOPUMA, 2011).

1.2.2 Aguas residuales e industriales

Las aguas residuales se definen como aquellas aguas contaminadas por restos fecales humanos y animales, restos de cocina, de aguas de baño, etc., que se mezclan en un compuesto acuoso de color ceniza oscura de olor desagradable y reconocible. Este material se descompone naturalmente y se evapora el agua hasta convertirse simplemente en tierra.

Una clasificación conveniente para las aguas residuales es:

- a) Aguas blancas o pluviales. Son aguas procedentes de drenajes o de escorrentía superficial. Se caracterizan por grandes aportaciones intermitentes y escasa contaminación. Sus caudales, en una superficie urbanizada, son de 50 a 200 veces superiores a las correspondientes a las medias de los vertidos domésticos, comerciales e industriales. Las cargas contaminantes se incorporan al agua al atravesar la lluvia la atmósfera, o por el lavado de superficies y terrenos (escorrentía superficial)
- b) Aguas negras o urbanas. Son las aguas procedentes de los vertidos de la actividad humana, doméstica, comercial, industrial, agrícola, etc. Sus caudales son menores y más continuos, y su contaminación mucho mayor.
- c) Aguas grises. Son aguas procedentes de las bañeras, duchas y lavabos, con escasa contaminación y que con tratamientos simples pueden reciclarse y reutilizarse fácilmente.

La constitución de las aguas residuales es muy variable, dependiendo de muchos factores como el propio consumo de agua, aguas industriales que vierten a la red urbana, régimen alimenticio y costumbres de la población, etc. Se componen fundamentalmente de aguas residuales domésticas, que tienen una contaminación predominantemente orgánica (proteínas, polisacáridos y lípidos). Esto hace que las aguas residuales urbanas sean biodegradables, es decir, que pueden ser depuradas mediante tratamientos biológicos (Trapote, 2013).

Típicamente, las aguas residuales son sometidas a un tratamiento que tiene tres etapas, llamada primaria, secundaria y terciaria. En la etapa o tratamiento

primario, las aguas residuales son filtradas para remover restos grandes (ramas, basura, etc.) y arena que pudieran dañar las bombas del sistema. Durante el tratamiento secundario, se insufla aire en el agua obtenida de la fase primaria, esto genera una oxigenación de la mezcla, matando así hasta el 99% de los coliformes fecales (bacterias) del agua. En la tercera y última etapa, mediante sistemas que utilizan cloro, ozono, luz ultravioleta, etc., se eliminan gran parte de los patógenos restantes, permitiendo así que el agua este lo suficientemente limpia para ser vertida en mares, ríos o lagos sin alterar su ecosistema. La cantidad de agua residual generada, colectada y tratada en los últimos años se muestra en la Tabla 1.3.

El material sólido resultante de la primera etapa es el que nos interesa, una vez que se puede generar metano a partir del mismo. Dicho material sólido es procesado en tanque llamados digestores, que son básicamente grandes depósitos hechos de plástico o metal en los que el material sólido será procesado anaeróbicamente. Las bacterias contenidas en la biomasa generarán biogás, que al ser más ligero que el aire sube y va acumulándose en la parte superior del sistema. Es importante señalar que los digestores pueden procesar cualquier tipo de biomasa, obteniéndose al final no solo biogás, sino también residuos sólidos (normalmente usados como fertilizante) y agua (usada para irrigación por no ser potable).

Tabla 1.3 Cantidad de agua residual generada, captada y tratada (SEMARNAT, 2014)

Año	Agua residual generada	Agua residual captada	Agua residual tratada
2009	237.46	209.09	88.13
2010	235.08	209.07	93.60
2011	236.35	210.14	97.64
2012	229.73	210.17	99.75
2013	230.16	211.06	105.94

Todos los sistemas de tratamiento de aguas residuales generan como subproductos residuos sólidos y/o semisólidos (lodos), en los cuales se concentran los contaminantes presentes en dichas aguas. El tratamiento y confinamiento adecuado de los lodos obtenidos del agua residual es muy importante ya que evita problemas sanitarios y ambientales (Jiménez, 2001).

1.3 Biogás

El biogás es un producto proveniente de ciertos fenómenos naturales que pueden darse sin la intervención del hombre. La principal característica para que este gas se produzca es que debe de estar en ausencia de oxígeno. El nombre de biogás, se deriva principalmente porque proviene de la biodegradación de materia orgánica a través de procesos anaerobios, este sistema se lleva a cabo por la interacción de los microorganismos en el interior de la materia orgánica.

El biogás está compuesto principalmente por metano (CH_4) ya que este representa aproximadamente el 50%, y dióxido de carbono (CO_2), además de otros gases en menor proporción. Este posee un poder calorífico suficiente como para sustituir a otros combustibles. El biogás puede emplearse en la generación de energía eléctrica, calefacción, cocción de alimentos, evaporación de agua, hornos estufas, secadores, calderas y otros sistemas de combustión. Otro beneficio además de la obtención del biogás es la biodegradación de material orgánica, debido a que se produce un residuo orgánico inerte, el cual posee características similares a los fertilizantes de origen químico, sin embargo, el biofertilizante es de cero costo si se considera como un subproducto (Aguilar y col., 2009).

El biogás es el producto gaseoso de la degradación anaerobia de compuestos orgánicos. Su composición, que depende del sustrato digerido y del tipo de tecnología, y algunas de sus características típicas se describen en la Tabla 1.4. Posee un poder calorífico que va entre 18,000 kJ/kg a 25,000 kJ/kg, e incluso puede alcanzar los 30,000 kJ/kg dependiendo el origen de la materia orgánica. Además de esto, los sistemas de filtrado y eliminación de CO_2 hacen que el poder

calorífico aumente y se puede llegar a tener un poder calorífico similar al del gas natural.

Tabla 1.4 Características generales del biogás (Deublein y Steinhauser, 2008)

Propiedad	Cantidad
Composición	55 - 70% de metano (CH ₄) 30 - 45% de dióxido de carbono (CO ₂) Trazas de otros gases
Contenido energético	6.0 – 6.5 kWh/m ³
Equivalente de combustible	0.60 – 0.65 L petróleo crudo/m ³ de biogás
Temperatura de ignición	650 – 750 °C (con el contenido de CH ₄ reportado)
Presión crítica	74 – 88 atm.
Temperatura crítica	-82.5 °C
Densidad normal	1.2 kg/m ³
Olor	Huevo podrido (el olor del biogás desulfurado es imperceptible)

Las materias primas para la producción de biogás incluyen dentro de una amplia visión las excretas animales y humanas, aguas residuales de las industrias, restos de cosechas y basura de diferentes tipos; la materia prima no solo requiere de fuentes de carbono y nitrógeno sino que también deben estar presentes en un cierto equilibrio sales minerales. Es de suma importancia conocer también la composición del gas que se obtiene como resultado de la fermentación dependiendo del sustrato que se utilice. El poder calorífico de un combustible es importante ya que proporciona una idea del rendimiento que este tendrá al ser usado.

Debido a su alto contenido en metano, tiene un poder calorífico algo mayor que la mitad del poder calorífico del gas natural. Un biogás con un contenido en metano

del 60% tiene un poder calorífico de unas 5.500 kcal/Nm³ (6,4 kWh/Nm³). Es decir, salvo por el contenido en H₂S, es un combustible ideal (IDEA, 2007).

El biogás producido en procesos de degradación anaerobia puede tener diferentes usos:

- En una caldera para generación de calor o electricidad
- En motores o turbinas para generar electricidad
- En pilas de combustible, previa realización de una limpieza de H₂S y otros contaminantes de las membranas
- Purificarlo y añadir los aditivos necesarios para introducirlo en una red de transporte de gas natural
- Uso como material base para la síntesis de productos de elevado valor añadido como es el metanol o el gas natural licuado
- Combustible de automoción

El biogás, además de metano tiene otra serie de compuestos que se comportan como impurezas: agua, sulfuro de hidrógeno, monóxido de carbono y compuestos orgánicos volátiles como hidrocarburos halogenados, siloxanos, etc. Por tanto, es necesaria la limpieza del combustible, dependiendo del uso final.

Una aplicación de la degradación anaerobia es en las granjas de ganado bovino y porcino de gran tamaño, o como planta comarcal de gestión de residuos en zonas de alta concentración de ganado estabulado, por el gran problema que generan los purines. En este caso se puede proponer y proyectar una planta de degradación anaerobia de producción de biogás como autoabastecimiento energético según las necesidades.

1.3.1 Gas de síntesis

Se denomina gasificación de biomasa a un conjunto de reacciones termoquímicas, que se producen en un ambiente con presencia de oxígeno, en forma controlada, y que da como resultado la transformación de un sólido en un gas combustible denominado “gas pobre” por su bajo contenido calórico que es susceptible de ser

utilizado en una caldera, en una turbina o en un motor, tras ser debidamente condicionados. Gasificación es la conversión de desechos sólidos o líquidos en combustible gaseoso mediante oxidación parcial a temperatura elevada con el fin de obtener energía. Permite convertir sólidos (carbón, biomasa) en gases que pueden ser empleados en motores de combustión interna, calderas y turbinas.

El rendimiento del proceso de gasificación varía dependiendo de la tecnología, el combustible y el agente gasificante que se utilice, en el rango de 70-80%. El resto de la energía introducida en el combustible se invierte en las reacciones endotérmicas, en las pérdidas de calor de los reactores, en el enfriamiento del gas de síntesis, necesario para su secado y filtración, y en el lavado (IDAE, 2007). La gasificación y la combustión son dos procesos termoquímicos íntimamente relacionados, pero hay una importante diferencia entre ellos. La gasificación genera “paquetes de energía” en forma de enlaces químicos en la producción del gas mientras que la combustión rompe esos enlaces para liberar la energía (Castells, 2005).

Un proceso común de gasificación de biomasa puede contener los siguientes pasos: Drenado, descomposición térmica o pirólisis, la combustión parcial de los gases o vapores, y finalmente la gasificación o descomposición de los productos. La pirólisis es un proceso de descomposición térmica que remueve parcialmente el carbón de los desechos pero no añade hidrógeno. La gasificación, por otro lado, requiere de un medio de gasificación como el vapor, aire u oxígeno para reorganizar la estructura molecular de los desechos y convertirlos en gases o líquidos; esto también puede añadir hidrógeno al producto.

Son susceptibles de ser gasificados aquellos materiales con un alto contenido en carbono: Cualquier tipo de carbón, biomasa, residuos orgánicos y residuos carbonosos. El gas obtenido contiene monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), hidrogeno (H₂), metano (CH₄), pequeñas cantidades de hidrocarburos más pesados como el etano (C₂H₆) y el etileno (C₂H₄), agua (H₂O), nitrógeno (N₂) (cuando se usa agua como agente oxidante) y diversos contaminantes como pequeñas partículas carbonosas, cenizas, alquitranes y

aceites. En general, la composición del gas depende tanto de la composición del sólido gasificado como de las condiciones del gasificador (y por supuesto del diseño del mismo).

La principal característica desde el punto de vista energético que diferencia a la gasificación de la combustión es que, si bien en la combustión toda la energía del gas se aprovecha en forma de poder sensible, en la gasificación parte de la energía química contenida en la materia prima pasa al gas (se habla de calor latente del gas).

La temperatura de operación es un factor muy importante en este tipo de procesos. Para obtener un buen rendimiento de la mezcla gaseosa resultante es necesaria una temperatura mínima de 700 a 800°C. Con el objeto de evitar problemas técnicos debidos a la fusión y aglomeración de las cenizas se impone una temperatura máxima, generalmente entre 800 y 1500°C. Estas temperaturas permiten desarrollar las tres fases similares a las de la combustión, limitándose a la cantidad de comburente a un 10-50% del teóricamente necesario para la combustión completa (Míguez, 2007).

Por su origen, los residuos orgánicos se pueden clasificar según:

- Agrícolas: Incluyen un amplia gama de materiales lignocelulósicos generados por el sector agroalimentario.
- Forestales: Incluye madera procedente de la limpieza de bosques, aserraderos y otras industrias de transformación de la madera.
- Industriales: Proceden generalmente de embalajes y palets, que se generan en grandes cantidades.
- Urbanos: Los residuos sólidos urbanos (RSU) también pueden gasificarse si se elimina previamente el vidrio y los metales, obteniéndose un combustible resultante de los RSU.
- Mixto: Fangos de depuradora, neumáticos, otros residuos de automóvil y madera procedente de la construcción y demolición de edificios.

Se pueden encontrar otros posibles criterios para clasificar los procesos de gasificación. Generalmente se consideran dos criterios para clasificar los procesos de gasificación de biomasa, según el agente gasificante utilizado y según el movimiento relativo entre el agente gasificante y el sólido.

Existe una amplia variedad de reactores que se utilizan para los procesos de gasificación de biomasa. Su elección depende de varios factores, como pueden ser la granulometría de la biomasa residual, la humedad, la limpieza del gas de síntesis requerida o según el manejo del combustible (Bordas y Elías, 2011; IDAE, 2007).

Algunos tipos de reactores empleados en la gasificación son:

1. De lecho descendente o fijo

Aplicados al carbón, se pueden usar tanto con aire como con oxígeno y vapor de agua, que son introducidos en la parte inferior en contracorriente con el sólido que se alimenta por la parte superior del gasificador. La extracción de ceniza se lleva a cabo por la parte inferior del lecho. El sólido requiere un troceado y un cribado previo para evitar la alimentación de partículas demasiado finas que pudieran ser arrastrados por la corriente gaseosa.

2. De lecho fluidizado

El sólido se alimenta con un tamaño más fino que en el caso anterior, inyectándose el agente gasificante por la parte inferior. La reacción tiene lugar con el sólido suspendido en la corriente gaseosa, lo que facilita el contacto entre ambas fases. La extracción de cenizas suele hacerse por el fondo.

3. De corriente de arrastre

El sólido finamente pulverizado es introducido en el reactor donde una corriente gaseosa lo arrastra, produciéndose la gasificación de modo casi instantáneo. La temperatura de reacción es elevada, lo que evita la formación de impurezas en el gas. La escoria fundida suele extraerse por la parte inferior.

4. De baño fundido

La reacción tiene lugar en un baño de sales fundidas que aportan el calor necesario para mantener la reacción endotérmica.

5. Rotatorios

El sólido troceado es alimentado por un extremo del gasificador, mientras el aire (con o sin vapor) se introduce en el extremo contrario por la parte inferior, de tal manera que reacciona en contracorriente, encontrándose el sólido con las cuatro zonas siguientes respectivamente: secado, precalentado, desvolatilización y combustión/gasificación, alcanzándose en esta zona temperaturas superiores a 1,350°C. Las escorias se descargan por el extremo contrario al de carga de sólido. Debido a la baja temperatura de salida de gases, el rendimiento térmico es bueno, pero se producen alquitranes y aceites por destilación de sólido.

La demanda actual de fuentes de energía renovables y las necesidades de tratamiento de residuos confieren buenas perspectivas de futuro para la gasificación. Es así que la gasificación se muestra como una alternativa atractiva frente a las tecnologías convencionales para el tratamiento de residuos con recuperación energética, siendo especialmente adecuada para residuos industriales.

1.3.2 Rellenos sanitarios

La basura es un conjunto de residuos ya sin utilidad aparente, resultado normalmente de cualquier actividad humana. La basura es clasificada para separar solamente la orgánica que es la única que genera metano cuando se le somete a una acción bacteriana anaeróbica. Además la basura genera también otra sustancia que es capaz de envenenar ríos enteros, el lixiviado. Este es un líquido oriundo de la descomposición de la basura y del agua de lluvia a medida que pasa por esta, el cual es anóxico (es decir, libre de oxígeno), ácido, rico en amoníaco, iones y iones metálicos comunes, especialmente hierro, y es extremadamente tóxico para el ser humano y la naturaleza. Por lo tanto, el procesamiento de la basura para fines de obtención de biocombustible no solo es

beneficioso desde un punto de vista energético, son también desde un punto de vista ambiental, ya que captura gases que normalmente irían a la atmosfera, así como el lixiviado que acabaría en lagos y ríos.

Debido a su gran volumen, la basura no puede ser procesada normalmente en digestores, en este caso se crea un “relleno sanitario” que la engloba totalmente y permite entonces su procesamiento, y que debe cumplir con las siguientes características:

- Área recta y sin infiltraciones subterráneas que permita garantizar la no migración de contaminantes.
- Distancia suficiente de mares, ríos, lagos, etc., así como un acuífero freático profundo.
- Bajo régimen de lluvias para minimizar la generación de lixiviados.
- Mínima exposición a aguas superficiales.
- Facilidad de acceso a carreteras y ferrocarril que traerán la basura y se llevarán el gas producido.
- Facilidad de acceso de equipos humanos calificados.

De hecho el relleno sanitario moderno no se parece en nada a los antiguos, que eran básicamente áreas o huecos abiertos donde se tiraba la basura sin ningún control. Actualmente los rellenos sanitarios obedecen a rígidos sistemas de control de gas, lixiviado, etc., y parecen simplemente un campo, puesto que se coloca tierra e incluso plantas por encima del mismo.

1.3.3 Degradación anaerobia

La degradación anaerobia consiste en la descomposición de material biodegradable en ausencia de oxígeno donde la fracción biodegradable de la materia orgánica se convierte en una mezcla de gases constituida principalmente por dióxido de carbono y metano, denominado biogás y, por otra parte, se genera un residuo (sustrato digerido) al término del proceso denominado digestato (Tchobanoglous, 1994).

La composición del biogás dependerá del tipo de material biodegradable utilizado durante el proceso de la descomposición, sin embargo, se puede generalizar la composición y características de éste. La degradación anaerobia es un proceso que se lleva a cabo en cuatro etapas: Hidrólisis, acidogénesis, acetogénesis y metanogénesis. En términos bioquímicos este proceso es consecuencia de una serie de interacciones metabólicas entre diferentes grupos de microorganismos y ha sido descrita como un proceso de etapas múltiples de reacciones en serie y paralelo (Forster, 2005; OCDE, 2013).

El proceso para la producción de biogás tiene lugar en una planta de degradación anaerobia, y se compone de las etapas de pretratamiento y depósito para la alimentación, digestor donde tiene lugar el proceso biológico, contenedor para recoger el biogás producido y otro depósito para el lodo digerido (Figura 1.6). La alimentación del proceso se lleva a cabo con las únicas premisas de que ésta contenga material fermentable, tenga características adecuadas para el correcto funcionamiento de la planta según su diseño industrial, y tenga una composición y concentración relativamente estable. Además, al tratarse de un proceso biológico, se requiere asegurar una alimentación constante que no altere el metabolismo de los microorganismos implicados, y que por lo tanto no pueda afectar el rendimiento de la planta.

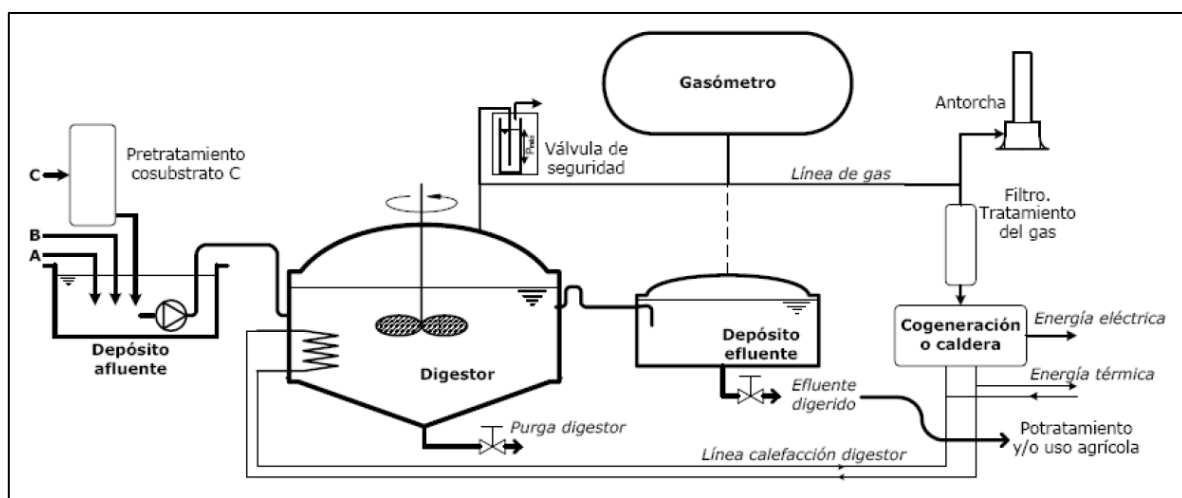


Figura 1.6 Esquema de una planta de degradación anaerobia (IDAE, 2007)

La degradación anaerobia es un proceso muy complejo tanto por el número de reacciones bioquímicas que tienen lugar, como por la cantidad de grupo de bacterias involucradas en ellas. De hecho, muchas de estas reacciones ocurren de forma simultánea. Este proceso es el resultado de cuatro reacciones generales o pasos que ocurren en secuencia, las cuales se describen a continuación.

- Hidrólisis: Consiste en una transformación controlada por enzimas extracelulares en la que las moléculas orgánicas complejas y no disueltas se rompen en compuestos susceptibles de emplearse como fuente de materia y energía para las células de los microorganismos.
- Etapa fermentativa o acidogénica: La segunda etapa, controlada por bacterias, consiste en la transformación de los compuestos formados en la primera etapa en otros compuestos de peso molecular intermedio; como dióxido de carbono, hidrógeno, ácidos y alcoholes alifáticos, metilamina, amoníaco y sulfhídrico. Esta etapa se denomina también acidogénesis.
- Etapa acetogénica: En la etapa de acetogénesis, los ácidos y alcoholes que provienen de la acidogénesis, que no pueden ser transformados en metano en el siguiente paso del proceso, se van transformando por la acción de bacterias en ácido acético, hidrógeno y dióxido de carbono.
- Etapa metanogénica: La metanogénesis, última etapa, consiste en la transformación bacteriana del ácido acético y del ácido fórmico en dióxido de carbono y metano, y la formación de metano a partir de dióxido de carbono e hidrógeno.

(León y Martín, 2016).

En la Figura 1.7 se muestra esquemáticamente las distintas fases del proceso de la degradación anaerobia, así como los productos intermedios generados.

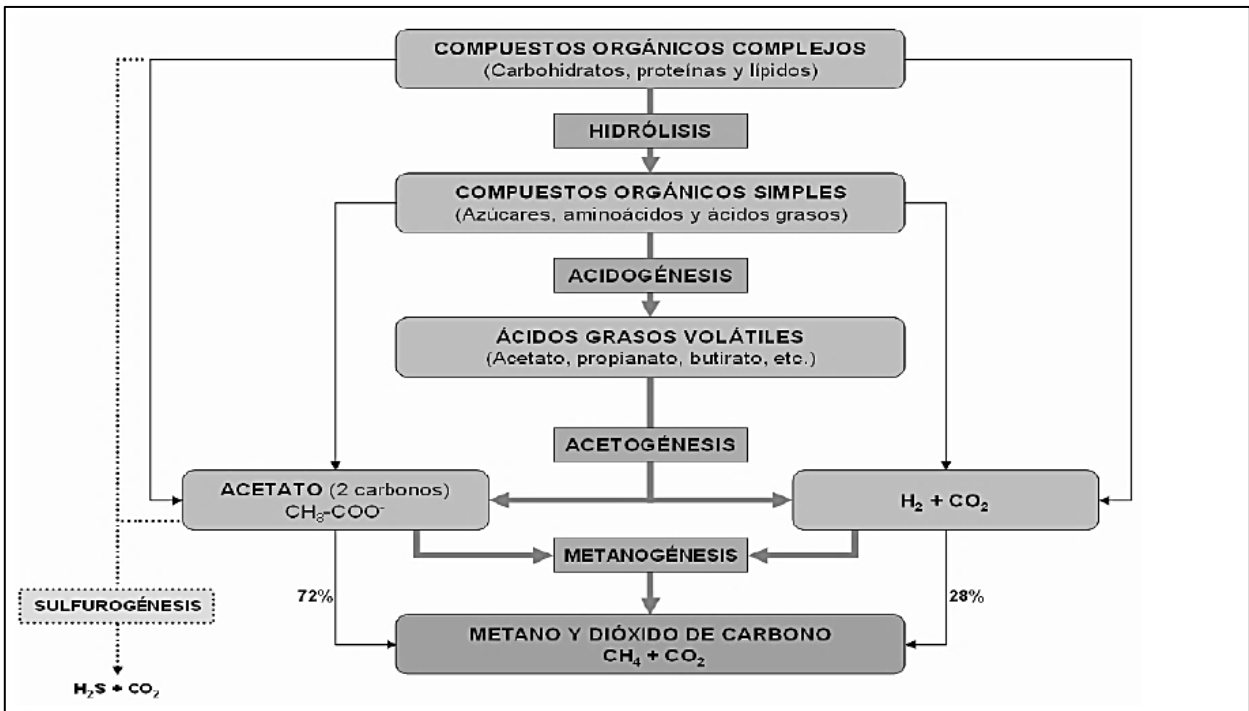


Figura 1.7 Esquema de reacciones en la degradación anaerobia (IDAE, 2007)

El proceso de degradación anaerobia se ha utilizado en el tratamiento de aguas y lodos residuales desde hace más de un siglo. Se lleva a cabo en reactores, tanques cerrados para excluir el oxígeno disuelto y asegurar el desarrollo de condiciones anaerobias. En general tienen forma cilíndrica con una base cónica y son típicamente construidos con concreto o acero. Sin embargo, otros materiales y configuraciones pueden ser utilizados. El tamaño varía entre los 10 y 40 m de diámetro y de 5 a 10 m de profundidad.

Los reactores usualmente están aislados para evitar la pérdida de calor; además cuentan con un sistema de mezclado que incrementa la homogeneidad del medio donde se lleva a cabo la reacción y reducir la resistencia a la transferencia de materia. También cuentan con un sistema de calentamiento, para mantener la temperatura constante y cerca de los valores óptimos para la biomasa (Grady y col., 1999).

Para que pueda desarrollarse el proceso debe de mantenerse unas condiciones ambientales y operacionales adecuadas, para ellos se controlan diversos parámetros como:

- pH y Alcalinidad: En cada fase del proceso los microorganismos presentan máxima actividad en un rango de pH diferenciado: hidrolíticos entre 7.2 y 7.4; actenogénicos entre 7 y 7.2, y metanogénicos entre 6.5 y 7.5, aunque siempre debe mantenerse próximo a la neutralidad, ya que su valor no solo determina la producción de biogás sino también su composición.
- Potencial redox. El potencial redox debe ser suficientemente bajo para asegurar el desarrollo de poblaciones metanogénicas estrictas. Las bacterias metanogénicas requieren de potenciales de oxidación-reducción inferiores a -300 mV.
- Nutrientes. En el medio debe de haber una relación adecuada entre nutrientes para el desarrollo de la flora bacteriana. La relación Carbono-Nitrógeno (C/N) debe de estar comprendida entre 15/1 y 45/1, con un valor recomendable de 30/1. Valores muy inferiores disminuyen la velocidad de reacción.
- Temperatura. El proceso de la degradación anaerobia puede realizarse a tres rangos diferentes de temperatura, por debajo de 20 °C (psicrófilo), entre 30 y 40 °C (mesófilo) y entre 50 y 70 °C (termófilo). Con el aumento en el rango de temperaturas se aumenta la tasa de hidrólisis, la velocidad de crecimiento de las bacterias y con ello la velocidad de producción del biogás. También disminuye la viscosidad, lo que puede permitir un menor consumo energético para bombeo y agitación.
- Toxicidad e inhibición. Las sustancias inhibidoras son compuestos que están presentes en el residuo antes de su degradación. Estas sustancias reducen el rendimiento de la degradación e incluso pueden llegar a causar la desestabilización completa del proceso.
- Agitación. Hay diferentes razones para mantener un cierto grado de agitación en el medio de la degradación: Mezclado y homogeneizado del sustrato de alimentación con el sustrato de degradación; distribución

uniforme de calor para mantener el proceso con condiciones de temperatura constante; evitar la formación de espumas o la sedimentación; favorecer la transferencia de gases que pueden ser atrapados en forma de burbujas en el substrato (Castells, 2005).

La degradación anaerobia tiene ventaja sobre el compostaje, la incineración o la combinación de la degradación y el compostaje en el tratamiento de lodos residuales municipales debido principalmente a la mejora de su balance energético. La tecnología anaeróbica recupera energía suficiente para la operación de todo el reactor, mientras que el compostaje y la incineración son netos consumidores de energía.

1.3.4 Impacto ambiental

Un impacto se define como cualquier cambio, positivo o negativo, que una actividad provoca sobre la salud y el bienestar humano o sobre el medio ambiente (Sánchez, 2014). La evaluación de los impactos se realiza en tres etapas: Clasificación, caracterización y valoración.

- 1) Clasificación: Se agrupan los datos recopilados por categorías relacionadas con tres grandes áreas de impacto o protección:
 - Agotamiento de recursos naturales (donde se distingue entre recursos renovables y no renovables)
 - Salud humana
 - Salud ecológica y ambiental
- 2) Caracterización: Se agrupan los agentes contaminantes en índices de contaminación dentro de diferentes categorías de impacto. Entre los más comunes utilizados sobre tratamiento y gestión de residuos se encuentran:
 - Potencial de calentamiento global (PCG): Corresponden al impacto de las emisiones antropogénicas que contribuyen a incrementar el efecto invernadero. El Panel Intergubernamental sobre Cambio Climático define el Potencial de Calentamiento Mundial (PCM) de diferentes gases de efecto invernadero (GEI) como dióxido de

carbono (CO₂), metano (CH₄), y óxido nitroso (N₂O), expresándolo en unidades másicas equivalentes de CO₂ (que es gas considerado responsable del calentamiento global por excelencia). Así, se estima que el PCM del CH₄ y del N₂O es 21 y 296 veces la del CO₂ respectivamente.

- Potencial de acidificación (PA): Los contaminantes que participan en éste pueden provocar una amplia variedad de impactos sobre el suelo, las aguas subterráneas y superficiales, sobre los organismos, ecosistemas y materiales. Los contaminantes principales de este grupo son los óxidos de azufre (SO_x), los de nitrógeno (NO_x), y el amoníaco (NH₃) en sus distintas formas. El potencial de acidificación se expresa en unidades másicas de SO₂ equivalente, estimándose que el potencial de acidificación de los SO_x, NO_x y NH₃ es de 1.2, 0.5 y 1.6 veces respectivamente el del SO₂.
- Potencial de formación de oxidantes fotoquímicos (PFOF): En este potencial se agrupan aquellos contaminantes que participan en la formación de oxidantes fotoquímicos como el ozono o el nitrato de peroxiacilo (PAN). Los oxidantes fotoquímicos pueden ser perjudiciales para la salud y los cultivos. Generalmente se forman a partir de las reacciones de los Compuestos Orgánicos Volátiles (COV), con CO y NO_x, en presencia de luz solar. El potencial de oxidación fotoquímica se expresa en unidades másicas de etileno (C₂H₄) equivalente, estimándose que un kg de CH₄, CO, NO_x, y COV (excepto el metano) representa 0.007, 0.04, 0.028, 0.416 kilogramos de C₂H₄, respectivamente.

Las equivalencias se resumen en la Tabla 1.5. Los resultados obtenidos para estos potenciales se normalizaran refiriendo el valor obtenido a la unidad funcional. Por lo tanto, el resultado de la caracterización será una serie de valores en kg de emisión o consumo equivalentes por tonelada o kg de residuo tratado, horas de funcionamiento, población servida, etcétera.

Tabla 1.5 Resumen equivalencias en las diferentes categorías de impacto

	PCG (kg CO ₂ eq.)	PA (kg SO ₂ eq.)	PFOF (kg C ₂ H ₄ eq.)
CH ₄	21	N/A	0.007
SO _x	N/A	1.2	N/A
N ₂ O	296	N/A	N/A
CO	N/A	N/A	0.040
NO _x	N/A	0.5	0.028
COV	N/A	N/A	0.416
NH ₃	N/A	1.6	N/A

3) Valoración: Los valores obtenidos para los diferentes impactos se ponderan y agregan para obtener un resultado único o índice medioambiental. La etapa de valoración tiene asociado un componente de subjetividad importante. Debido a esto, las técnicas que se emplean para llevar a cabo la valoración se basan en el juicio de expertos y en la opinión de las diferentes partes interesadas o afectadas (Sánchez, 2014).

Capítulo II. FUNDAMENTOS

2.1 Ciclos termodinámicos

Un ciclo termodinámico es una secuencia de procesos que empieza y termina en el mismo estado. Al final de un ciclo todas las propiedades tienen los mismos valores que tenían al principio. En consecuencia, el sistema no experimenta cambio de estado alguno al finalizar el ciclo. Los ciclos de potencia se pueden dividir en dos categorías generales: Los ciclos de potencia y los ciclos de refrigeración (Moran y Shapiro, 2004).

Los dispositivos o sistemas que se usan para producir una salida neta de potencia se llaman a menudo motores o máquinas térmicas, y los ciclos termodinámicos en los que operan se llaman ciclos de potencia. Las máquinas térmicas se diseñan con el propósito de convertir energía térmica en trabajo. Los dispositivos o sistemas que se usan para producir un efecto de refrigeración se llaman refrigeradores, acondicionadores de aire o bombas térmicas, y los ciclos en los que operan se llaman ciclos de refrigeración.

Las máquinas térmicas difieren mucho entre sí, pero es posible clasificarlas a todas de la siguiente manera:

1. Reciben calor de una fuente de temperatura alta (energía solar, horno de petróleo, reactor nuclear, etcétera)
2. Convierten parte de este calor en trabajo (por lo general en la forma de una flecha rotatoria)
3. Rechazan calor de desecho hacia un sumidero de calor de baja temperatura (la atmósfera, los ríos, etcétera)
4. Operan en un ciclo

En la Figura 2.1 se muestra el esquema general de una máquina térmica. Las máquinas térmicas y otros dispositivos cíclicos por lo común requieren de un fluido hacia y desde el cual se transfiere calor mientras experimenta un ciclo. Al fluido se le conoce como fluido de trabajo.

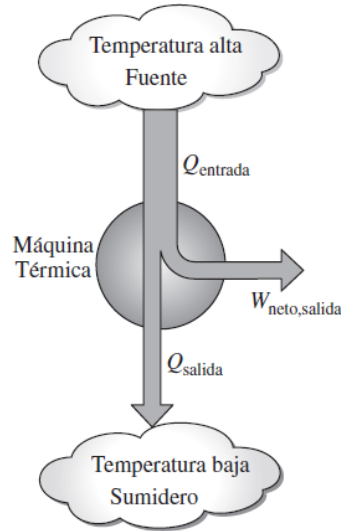


Figura 2.1 Representación general de una máquina térmica (Cengel y Boles, 2012)

Los ciclos termodinámicos se pueden también clasificar como ciclos de gas y ciclos de vapor, dependiendo de la fase del fluido de trabajo. En los ciclos de gas, el fluido de trabajo permanece en la fase gaseosa durante todo el ciclo, mientras que en los ciclos de vapor, el fluido de trabajo existe en fase de vapor durante una parte del ciclo y en fase líquida durante otra parte. Los ciclos termodinámicos se pueden clasificar todavía de otra manera: ciclos cerrados y abiertos. En los ciclos cerrados, el fluido de trabajo vuelve al estado inicial al final del ciclo y se recircula. En los ciclos abiertos, el fluido de trabajo se renueva al final de cada ciclo en vez de recircularse. Las máquinas térmicas se clasifican como las de combustión interna y las de combustión externa, dependiendo de cómo se suministra calor al fluido de trabajo. En las máquinas de combustión externa (como son las plantas termoeléctricas que usan vapor de agua), el calor se suministra al fluido de trabajo desde una fuente externa como un quemador, un pozo geotérmico, un reactor nuclear o incluso el sol. En las máquinas de combustión interna (como los motores de automóvil), esto se hace quemando el combustible dentro de los límites del sistema (Cengel y Boles, 2009).

Las idealizaciones y simplificaciones empleadas comúnmente en el análisis de los ciclos de potencia, pueden resumirse del siguiente modo:

1. El ciclo no implica ninguna fricción. Por lo tanto, el fluido de trabajo no experimenta ninguna caída de presión cuando fluye en tuberías o dispositivos como los intercambiadores de calor.
2. Todos los procesos de expansión y compresión ocurren en la forma de cuasiequilibrio.
3. Las tuberías que conectan a los diferentes componentes de un sistema están muy bien aisladas y la transferencia de calor a través de ellas es insignificante.
4. Ignorar los cambios en las energías cinética y potencial del fluido de trabajo es otra simplificación comúnmente empleada en el análisis de ciclos de potencia.

Los diagramas de propiedades P - v y T - s como los mostrados en la Figura 2.2, en los cuales el área encerrada por las curvas del proceso de un ciclo representa el trabajo neto producido durante el ciclo. El diagrama T - s es particularmente útil como ayuda visual en el análisis de ciclos de potencia ideales. Estos ciclos no implican cualquier irreversibilidad interna, por lo tanto el único efecto que puede cambiar la entropía del fluido durante un proceso es la transferencia de calor (Cengel Boles, 2012).

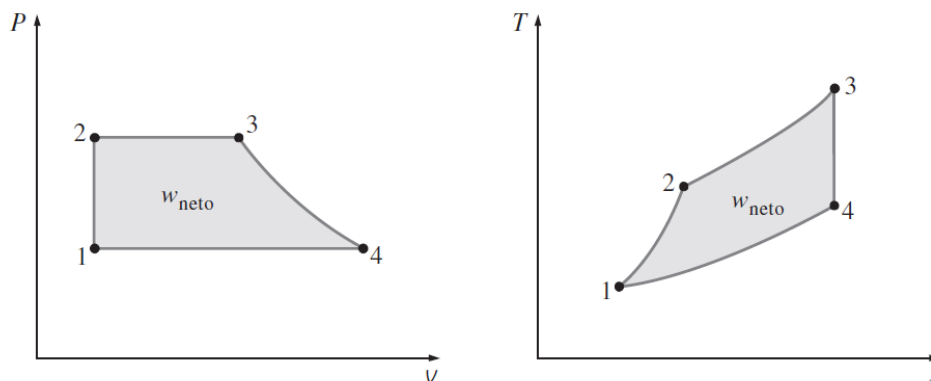


Figura 2.2 Diagrama P - v y T - s (Cengel y Boles, 2012)

Ciclo de Carnot

El ciclo de Carnot se compone de cuatro procesos totalmente reversibles: Adición de calor isotérmica, expansión isentrópica, rechazo de calor isotérmico y compresión isoentrópica. Este ciclo es el más eficiente que se puede ejecutar entre una fuente de temperatura alta T_a y un sumidero de temperatura baja T_b y su eficiencia se expresa como:

$$\eta_{tér,Carnot} = 1 - \frac{T_b}{T_a} \quad (2.1)$$

El verdadero valor del ciclo de Carnot reside en que es el estándar contra el cual pueden compararse ciclos reales o ideales. La eficiencia térmica de un ciclo de Carnot es una función de las temperaturas del sumidero y de la fuente, y como se puede deducir de la ec. 2.1, la eficiencia de Carnot aumenta con un incremento en la temperatura de la fuente de calor o con una disminución de la temperatura del sumidero. Sin embargo, estas temperaturas en la práctica tienen límites. La temperatura más alta en el ciclo está limitada por la temperatura máxima que pueden soportar los componentes de la máquina térmica, como los álabes de la turbina. La temperatura más baja está limitada por la temperatura del medio de enfriamiento utilizado en el ciclo, como un lago, un río o el aire atmosférico.

La transferencia de calor isotérmica reversible es muy difícil de lograr en la práctica porque requeriría intercambiadores de calor muy grandes y necesitaría mucho tiempo (un ciclo de potencia en una máquina común se completa en una fracción de un segundo). Por lo tanto, no es práctico construir una máquina que opere en un ciclo que se aproxima en gran medida al de Carnot (Cengel y Boles, 2012).

2.2 Ciclo Rankine

Es posible eliminar muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo de Carnot si el vapor es sobrecalentado en la caldera y condensado por completo en el condensador, obteniendo como resultado el ciclo Rankine, el cual es el ideal para las centrales eléctricas de vapor.

La mayoría de las centrales generadoras de electricidad son variaciones de ciclos de potencia de vapor en los que el agua es el fluido de trabajo, debido a sus muchas y atractivas características, como bajo costo, disponibilidad y alta entalpía de vaporización (Cengel y Boles, 2009). Por estas razones el fluido de trabajo más empleado es el agua, cuyas características se muestran en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1 Características del agua como fluido de trabajo en un ciclo (Elaborado a partir de Tchanche y col., 2011)

Características	
Peso molecular	18 kg/mol
Punto de ebullición	373.15 K-101.325 kPa
Punto de fusión	273.15 K-101.325 kPa
Punto triple	273.16 K-0.611 kPa
Punto crítico	647 K-22.06 MPa
Calor latente	2256.6 kJ/kg-101.325 kPa
Calor específico	4.18 J/kg

El ciclo de Rankine de vapor es uno de las formas más importantes de transformar a gran escala energía térmica en energía eléctrica. En este ciclo se comprime reversiblemente agua a baja presión y temperatura, hasta la presión de la caldera, donde se calienta el agua adiabáticamente hasta la temperatura de saturación. Después del proceso de evaporación se recalienta el vapor, expandiéndose posteriormente de forma reversible y adiabática en una turbina hasta la presión del condensador, donde se elimina el calor del vapor residual caliente mediante agua fría. El ciclo se repite al entrar el vapor condensado en la bomba de alimentación de la caldera.

En la Figura 2.3 se muestra un esquema con los elementos básicos que conforman el ciclo, así como la secuencia del proceso y los flujos de energía (calor y trabajo) en cada elemento.

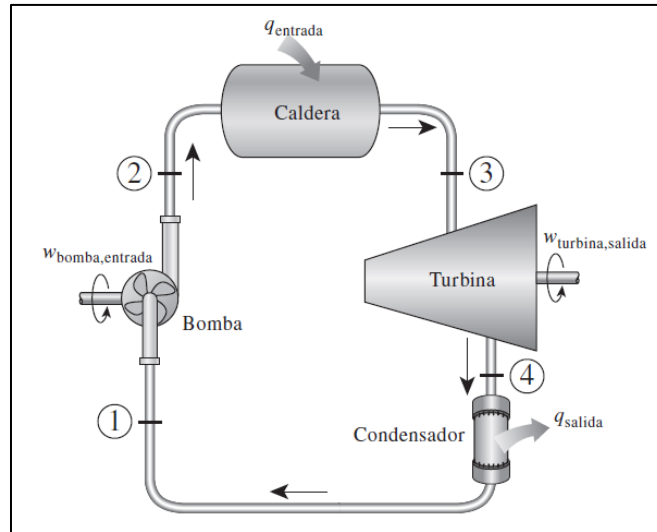


Figura 2.3 Esquema representativo del ciclo Rankine (Cengel y Boles, 2012)

En una planta existen equipos principales y equipos auxiliares. Los equipos principales son aquellos que condicionan al resto de la instalación, surgen a partir del diseño del ciclo y facilitan las condiciones del vapor, se rigen por la potencia, presión de vapor principal y presión de vacío. Podemos encontrar a la turbina, el generador de vapor, el condensador y la bomba de alimentación del fluido de trabajo.

a) *Generador de vapor*

El generador de vapor es el equipo en el cual se aprovecha el calor suministrado por el combustible mediante la combustión, para generar el vapor a las condiciones requeridas en la central para la producción de electricidad: presión, temperatura y gasto másico de vapor. Están conformados generalmente por la caldera, economizador, sobrecalentador, recalentador y calentador de aire.

El sistema de circulación de la caldera está constituido por tubos, colectores y domos, conectados de forma que el flujo de agua que circula para generar el vapor, refrigere a la vez todos los componentes. La caldera acuotubular ofrece una mayor versatilidad en la disposición de sus componentes, lo que facilita un aprovechamiento más eficiente del hogar, del sobrecalentador, del recalentador y de todas las superficies termo intercambiadoras. El tamaño de la caldera depende

de la producción de vapor, desde 1000 a 10.000.000 lb/h ó 0,13 a 1260 kg/s, y presiones desde 1 atm hasta valores superiores a la crítica.

b) Turbina de vapor

Las turbinas de vapor son el principal componente de una central termoeléctrica. Es el equipo encargado de aprovechar la energía térmica contenida en el vapor para producir trabajo mecánico. La energía térmica disponible está dada por la diferencia de entalpías entre el estado inicial del vapor, a la entrada de la turbina, y su estado final, a la salida de la misma; esta diferencia de entalpías se conoce como salto entálpico o salto térmico.

Las turbinas de vapor son máquinas de flujo permanente en las que el vapor entra por las toberas y se expansiona hasta una presión menor. Al hacerlo, el vapor adquiere una gran velocidad; parte de esta energía cinética es cedida a los álabes de la turbina de manera similar que un chorro de agua cede energía a los cangilones de una rueda hidráulica.

Las turbinas que utilizan el impulso del chorro para mover los álabes se denominan de turbinas de acción o de impulso; en ellas toda la caída de presión tiene lugar en las toberas y una parte de la energía cinética resultante del vapor en movimiento es absorbida por los álabes del rotor.

Existen varios tipos de turbinas de vapor que se utilizan de acuerdo al tipo de necesidades requeridas en las centrales eléctricas, así como los recursos disponibles dentro y en los alrededores de la instalación. El tipo de turbina utilizada repercute directamente en los equipos requeridos para la operación, además de la eficiencia termodinámica que se tendrá en el ciclo completo.

- De contrapresión, donde no se utiliza condensador al escape de la turbina, y el vapor se desecha al medio ambiente o hacia algún punto de trabajo a una presión inferior a la de admisión, este tipo de turbinas es común en aplicaciones de cogeneración o centrales geotérmicas; tiene la desventaja de generar menor salto entálpico y por tanto menor potencia obtenida. No

se requiere condensador y otros equipos auxiliares en el enfriamiento pero requiere grandes volúmenes de agua de repuesto, siendo ideal en lugares donde abunda el agua y el combustible es barato.

- Turbinas a condensación: son turbinas en las cuales la presión de escape, es mucho menor a la presión del ambiente, presión comúnmente conocida como presión de vacío; esta presión permite tener un mayor salto entálpico en la turbina aprovechando de mejor manera la energía del vapor para generar mayor potencia. Se requiere de un condensador para remover el calor del vapor de escape hasta obtener líquido saturado.
- Turbinas de extracción: este tipo de turbinas permiten sacar vapor en diferentes puntos del equipo. Se utilizan en ciclos regenerativos o de cogeneración.

c) Bomba de alimentación

Una bomba de alimentación de caldera es un tipo específico de la bomba utilizada para bombear agua a un generador de vapor. El agua puede estar recién suministrada o volver condensada como resultado de la condensación del vapor después de pasar por la turbina. Estas bombas son normalmente las unidades que proporcionan la alta presión del sistema y suelen ubicarse después del deaerador, donde el agua ya suavizada elimina el oxígeno disuelto para prevenir corrosión; pueden ser del tipo de centrífugo o de desplazamiento positivo.

La construcción y operación de bombas de agua de alimentación varía en tamaño, hasta muchos caballos de fuerza, y el motor eléctrico es normalmente separado del cuerpo de la bomba por algún tipo de acoplamiento mecánico. Grandes bombas industriales de condensado también pueden servir como la bomba de agua de alimentación. En cualquier caso, para enviar el agua a la caldera, la bomba debe generar la presión suficiente para superar la presión del vapor desarrollada en la caldera. Esto se logra generalmente mediante el uso de una turbo bomba de pasos múltiples.

Las bombas de agua de alimentación a veces operan en forma intermitente y son controlados por un interruptor de flotador u otros dispositivos similares de nivel

energizando la bomba cuando se detectan bajos niveles de líquido. La bomba opera a continuación, hasta que el nivel del líquido en la caldera es sustancialmente mayor. Algunas bombas contienen un interruptor de dos etapas.

d) Condensador

El condensador es el equipo donde el vapor de escape de la turbina cede la energía remanente hasta llegar a ser por completo líquido saturado, condición con la que nuevamente se inicia el ciclo de generación.

El calor latente de evaporación liberado por el vapor es absorbido por el agua de refrigeración, típicamente proveniente de una torre de enfriamiento. Termodinámicamente tiene los siguientes propósitos: se mantiene la presión de vacío de escape de la turbina, como consecuencia la turbina tiene un mayor salto entálpico disponible, lo que provee de una mayor cantidad de energía aprovechable. Además, el vapor condensado está libre de impurezas por lo que es agua que puede reiniciar el ciclo Rankine, cuestión que permite ahorrar agua e insumos de tratamiento de agua dura. A medida que la presión de operación del condensador disminuye debido a un vacío mayor, el salto entálpico del vapor en expansión en la turbina aumentará. Esto aumenta la cantidad disponible de trabajo en la turbina. El funcionamiento del condensador de baja permite una mayor potencia de la turbina, un aumento de la eficiencia de la planta y reduce el flujo de vapor para una potencia dada. Es por tanto, una gran ventaja hacer funcionar al condensador al mayor vacío posible.

El condensador proporciona un espacio cerrado en que el vapor entra de la turbina y se ve obligado a ceder su calor latente de vaporización al agua de enfriamiento. Se convierte en un componente necesario del ciclo de vapor, ya que convierte al vapor en el agua de alimentación de la caldera reduciendo los costos operativos de la planta. Además, la eficiencia del ciclo aumenta en cuanto opera con el más grande diferencial de temperatura posible entre la fuente (caldera) y el reservorio de calor (condensador). A medida que el vapor se condensa, el líquido saturado

continúa transfiriendo calor al agua de enfriamiento hasta que cae al fondo del condensador, también llamado pozo caliente.

2.2.1 Proceso

En el ciclo Rankine ideal todos los procesos son perfectos: Se eliminan las turbulencias a causa de las diferencias de presión para favorecer la circulación de del vapor de agua, e igualmente se consideran negligibles el rozamiento y las pérdidas de calor. Este ciclo está formado por las siguientes etapas:

- a) 1→2: Compresión isoentrópica en una bomba
- b) 2→3: Adición de calor a presión constante en una caldera
- c) 3→4: Expansión isentrópica en una turbina
- d) 4→1: Rechazo de calor a presión constante en un condensador

Los anteriores procesos pueden ser representados en un digrama T-s, como el que se tiene en la Figura 2.4.

La importancia del ciclo Rankine radica principalmente en dos aspectos, el que se utiliza en la mayoría de las conversiones energéticas de la biomasa y que da una idea de la efectividad de la transformación en electricidad de la biomasa.

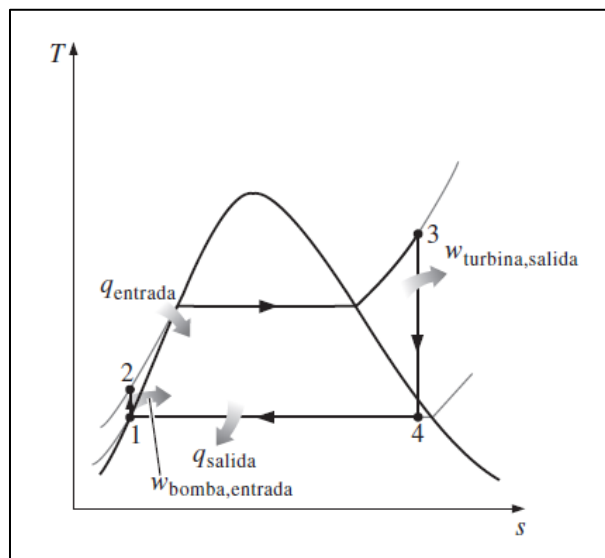


Figura 2.4 Diagrama T-s del ciclo Rankine (Cengel y Boles, 2012)

2.2.2 Parámetros de control

Los cuatro componentes asociados con el ciclo Rankine (bomba, caldera, turbina y condensador) son dispositivos de flujo estacionario, por lo tanto los cuatro procesos que conforman el ciclo pueden ser analizados como procesos de flujo estacionario. Por lo general, los cambios en la energía cinética y potencial del vapor son pequeños en relación con los términos de trabajo y de transferencia de calor, de manera que son insignificantes. Entonces, la ecuación de energía de flujo estacionario por unidad de masa de vapor se reduce a:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_s - h_e \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.2)$$

La caldera y el condensador no incluyen ningún trabajo y se supone que la bomba y la turbina son isoentrópicas, entonces la relación de conservación de la energía para cada dispositivo puede expresarse como:

Bomba ($q = 0$)

$$w_{bomba,entrada} = h_2 - h_1 = v(P_2 - P_1) \quad (2.3)$$

Caldera ($w = 0$)

$$q_{entrada} = h_3 - h_2 \quad (2.4)$$

Turbina ($q = 0$)

$$w_{turbina,salida} = h_3 - h_4 \quad (2.5)$$

Condensador ($w = 0$)

$$q_{salida} = h_4 - h_1 \quad (2.6)$$

La eficiencia térmica del ciclo Rankine se determina a partir de:

$$\eta_{tér} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} \quad (2.7)$$

Donde

$$W_{neto} = q_{entrada} - q_{salida} = W_{turbina,salida} - W_{bomba,entrada} \quad (2.8)$$

Otra manera de expresar la ec. 2.7 es la siguiente:

$$\eta_{tér} = \frac{h_3 - h_4 - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (2.9)$$

Siendo estas ecuaciones válidas para el caso del ciclo Rankine ideal. El ciclo real difiere del ciclo Rankine ideal, como resultado de las irreversibilidades en diversos componentes. La fricción del fluido y las pérdidas de calor hacia los alrededores son las dos fuentes más comunes de irreversibilidades. La fricción del fluido ocasiona caídas de presión en la caldera, el condensador y las tuberías entre diversos componentes. Para compensar todas estas caídas de presión, el fluido debe bombearse a una presión más alta que tiene el ciclo ideal. Además, para mantener el mismo nivel de salida neta de trabajo, es necesario transferir más calor hacia el vapor en la caldera para compensar las pérdidas de calor indeseables. Como consecuencia, la eficiencia del ciclo disminuye (Cengel y Boles, 2012).

Las irreversibilidades que suceden dentro de la bomba y la turbina son especialmente importantes. Una bomba requiere una entrada de trabajo mayor y una turbina produce una salida de trabajo más pequeña como consecuencia de las irreversibilidades. Bajo condiciones ideales, el flujo a través de estos dispositivos es isentrópico. La desviación existente entre bombas y turbinas reales respecto de las isentrópicas puede ser tomada en cuenta utilizando eficiencias isentrópicas, definidas como (Cengel y Boles, 2012):

$$\eta_{bomba} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.10)$$

$$\eta_{turbina} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (2.11)$$

Donde los estados 2 y 4 son los estados reales de salida de la bomba y de la turbina, respectivamente, mientras que 2s y 4s son los estados correspondientes para el caso isentrópico (Figura 2.5).

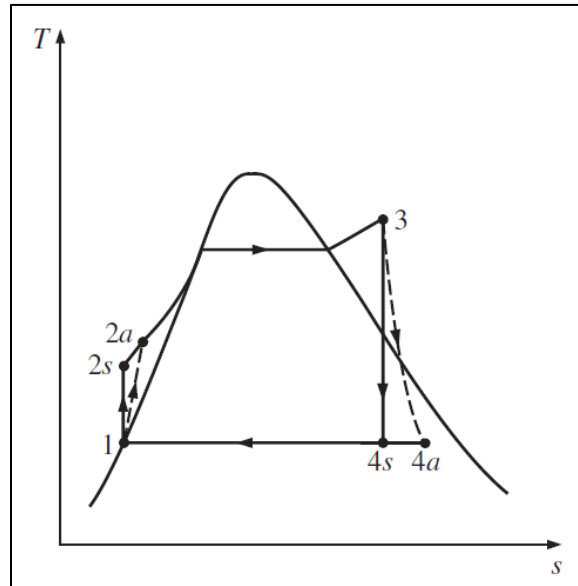


Figura 2.5 Efecto de las irreversibilidades de la bomba y la turbina en el ciclo Rankine ideal (Cengel y Boles, 2012)

Debido a que irreversibilidades ocurren en cada uno de los componentes cuando se trata de un ciclo real, como la expansión y la compresión no isoentrópica y la transferencia de calor como resultado de una diferencia de temperatura, es necesario emplear un análisis exergético, el cual nos proporciona una referencia al mejor desempeño posible. En un análisis de exergía se especifica el estado inicial, por lo tanto no es variable. La salida de trabajo se maximiza cuando el proceso entre dos estados especificados se ejecuta de manera reversible. Por último, el sistema debe de estar en el estado muerto al final del proceso para maximizar la salida de trabajo. Un sistema está en el estado muerto cuando se encuentra en equilibrio termodinámico con el ambiente. La exergía es el máximo trabajo útil que puede obtenerse del sistema en un estado y un ambiente especificados (Cengel y Boles, 2012). Considerando P_0 y T_0 como la presión y temperatura ambiente como el estado de referencia, la exergía puede ser considerada como:

$$E_i = m[(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)] \quad (2.12)$$

El balance exergético para un sistema termodinámico abierto puede ser expresado como:

$$\Sigma E_{entrada} - \Sigma E_{salida} = I \quad (2.13)$$

Donde I representa la exergía destruida.

La exergía destruida en cada componente se expresa de la siguiente manera:

Bomba

$$I_{bomba} = W_{bomba} + E_1 - E_2 \quad (2.14)$$

Caldera

$$I_{caldera} = E_{calor} + E_2 - E_3 = Q\left(1 - \frac{T_0}{T_a}\right) + E_2 - E_3 \quad (2.15)$$

Turbina

$$I_{turbina} = E_3 - W_{turbina} - E_4 \quad (2.16)$$

Condensador

$$I_{condensador} = E_4 - E_1 \quad (2.17)$$

(Dai y col, 2009).

La eficiencia térmica se define con base en la primera ley de la Termodinámica, por lo que algunas veces es llamada eficiencia según la primera ley. Sin embargo, la eficiencia según la primera ley no hace referencia al mejor desempeño posible. Para superar esta deficiencia se define la eficiencia según la segunda ley η_{II} como la relación entre la eficiencia térmica real y la eficiencia térmica máxima posible (reversible) bajo las mismas condiciones (Cengel y Boles, 2009):

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{tér}}{\eta_{tér,rev}} \quad (2.18)$$

La anterior ecuación puede definirse de forma general empleando el análisis exergético:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suministrada}} = 1 - \frac{\text{Exergía destruida}}{\text{Exergía suministrada}} \quad (2.19)$$

2.2.3 Eficiencia

Las centrales eléctricas son responsables de producir la mayor parte de la energía en el mundo, e incluso pequeños incrementos en la eficiencia térmica pueden significar ahorros en los requerimientos de combustible. La idea básica detrás de todas las modificaciones es la misma: Incrementar la temperatura promedio a la que le calor se transfiere al fluido de trabajo en la caldera o disminuir la temperatura promedio a la que el calor se rechaza del fluido de trabajo en el condensador.

En general se consideran tres maneras de realizar lo anterior:

1. Reducción de la presión del condensador

El agua existe como vapor húmedo en el condensador a la temperatura de saturación correspondiente a la presión dentro del condensador. Por consiguiente, la reducción de la presión de operación del condensador reduce automáticamente la temperatura del vapor, y por lo tanto la temperatura a la cual el calor es rechazado.

2. Sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas

La temperatura promedio a la que el calor es transferido hacia el vapor puede ser incrementada sin aumentar la presión en la caldera, gracias al sobrecalentamiento de vapor a altas temperaturas.

3. Incremento de la presión de la caldera

Otra manera de incrementar la temperatura promedio durante el proceso de adición de calor es aumentar la presión de operación de la caldera, lo cual eleva automáticamente la temperatura a la que sucede la ebullición. Esto a su vez eleva la temperatura promedio a la cual se transfiere calor al vapor y de ese modo incrementa la eficiencia térmica del ciclo (Cengel y Boles, 2012).

Las anteriores modificaciones aumentan la eficiencia del ciclo, y esto se puede ver reflejado en el diagrama T-s del ciclo, en donde el área delimitada por el conjunto

de curvas que indican cada una de las etapas del proceso, representa el trabajo neto obtenido del ciclo. En la Figura 2.6 se muestra el cambio en el diagrama T-s para cada caso.

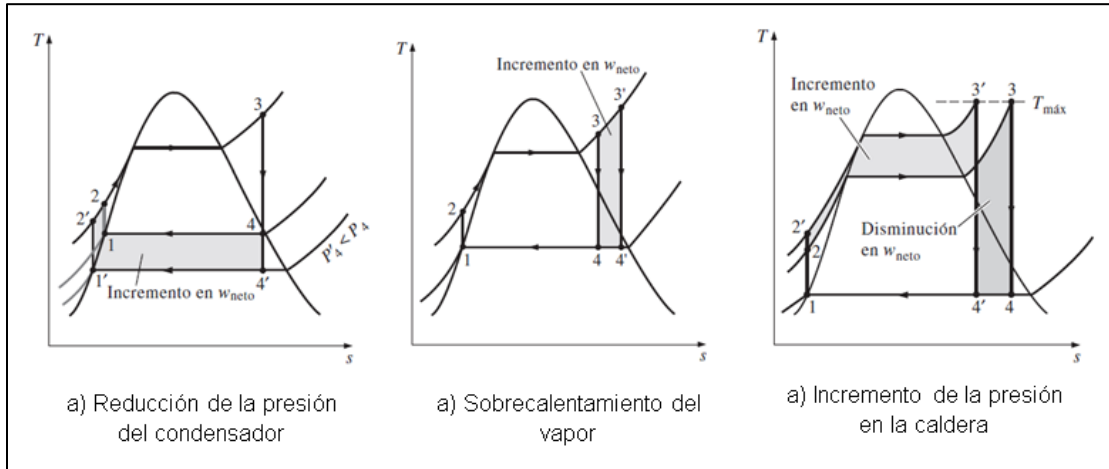


Figura 2.6 Diagramas T-s de las modificaciones realizadas al ciclo Rankine (Cengel y Boles, 2012)

2.3 Ciclo Rankine orgánico

El ciclo Rankine orgánico (CRO que por sus siglas en inglés es ORC, organic Rankine cycle) es un ciclo Clausius-Rankine, en el que un fluido de trabajo orgánico es usado en lugar del agua-vapor. Un CRO es similar al ciclo convencional de vapor, pero usa un fluido orgánico como un refrigerante e hidrocarburos en sustitución del agua. En los recientes años, la investigación acerca de este dispositivo se intensificó, siendo progresivamente adoptado como tecnología de primera mano para convertir calor de baja temperatura en potencia. Fuentes de calor disponibles son: Energía solar, energía geotérmica, biomasa y calor rechazado proveniente de distintos procesos térmicos (Schuster y col., 2009; Tchanche y col., 2011).

La tecnología del CRO es adecuada para la conversión de calor de baja temperatura en electricidad, y las plantas comerciales del CRO están disponibles en diferentes escalas y aplicaciones. El ciclo Rankine de vapor es una tecnología ampliamente usada en la producción de potencia a gran escala. El uso del agua

como fluido de trabajo es una solución óptima en muchos de los casos desde por su disponibilidad, por su alta estabilidad térmica y química, y además de que es inflamable. Sin embargo, si la potencia de salida de un ciclo es menor a 1 MW, o la temperatura del proceso está por debajo de los 300 °C, un CRO es comúnmente más favorable que un ciclo de Rankine convencional debido a las dificultades técnicas relacionadas con los bajos niveles de presión del vapor a bajas temperaturas además de las dificultades en el diseño de las turbinas.

Un CRO está basado en el uso de fluidos de trabajo orgánicos con un relativamente bajo punto de ebullición a una presión razonable. El relativamente bajo punto de ebullición de los fluidos orgánicos y la libertad de selección del fluido de trabajo permite la utilización de fuentes de bajo nivel de calor que serían de lo contrario técnica o económicamente muy difíciles de emplear en la producción de electricidad (Uusitalo y col., 2016).

En los últimos años este ciclo ha llegado a ser más popular en los procesos de producción de energía, por el hecho que da la posibilidad de usar los gases de escape de bajo nivel de energía y temperatura. El fluido de trabajo es comprimido en una bomba, la cual impulsa al fluido a través de un regenerador. El regenerador permite el precalentamiento del fluido de trabajo con el calor obtenido del vapor expandido. El fluido de trabajo precalentado es entonces evaporado, sobrecalentado y después expandido en una turbina que acciona un generador. Posteriormente el vapor expandido es enfriado en un condensador. Este proceso y los principales elementos de un CRO simple se muestran en la Figura 2.7.

Si el nivel de temperatura de la condensación es lo suficientemente alta, como por ejemplo en la combustión de la biomasa, el calor perdido puede usarse en un red de calefacción. Si el calor de baja temperatura es usado para la operación del CRO, como el calor geotérmico o el calor rechazado de otro proceso térmico, el condensador es enfriado por medio de agua de baja temperatura. Muchos de los esfuerzos en la literatura incluyen manera de maximizar la eficiencia de los ciclos termodinámicos realizando la mejor recuperación del calor rechazado.

La principal razón por la que la construcción de nuevas plantas de CRO aumenta es por el hecho de que es la única tecnología probada para aplicaciones descentralizadas para la producción de potencia superior a 1 MW proveniente de combustibles sólidos como la biomasa. La eficiencia eléctrica del ciclo se encuentra entre 6 y 17%. Esta eficiencia está relacionada con la máxima energía provista por parte de la fuente de calor y la eficiencia térmica de la caldera (Schuster y col., 2009).

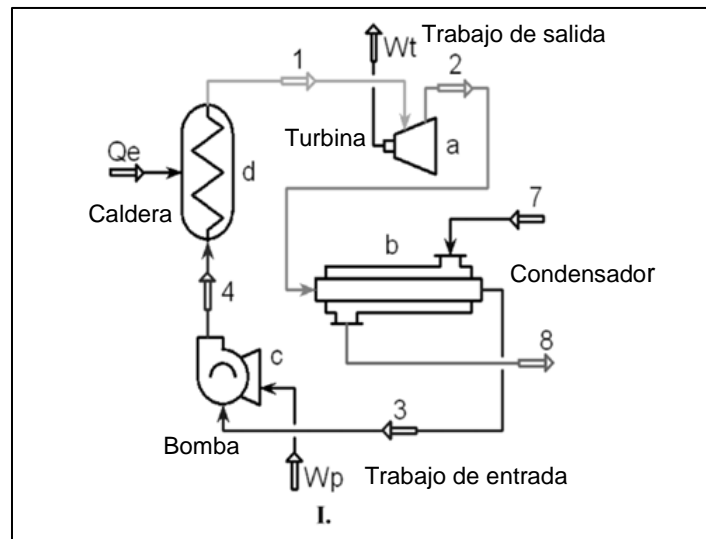


Figura 2.7 Diagrama de flujo del proceso y los principales componentes de un CRO (Vélez y col., 2012)

Incluso si la eficiencia del ciclo es baja, esto tiene algunas ventajas, como el que el sistema puede trabajar sin la necesidad de mantenimiento, lo que conduce a bajos costos de personal. Además el fluido orgánico tiene en comparación con el agua, una relativamente baja diferencia de entalpia entre alta presión y vapor expandido. Esto permite un mayor flujo másico comparado con el agua. La aplicación de turbinas más grandes debido a mayores flujos másicos reduce las pérdidas por “vacío” comparada con una turbina que trabaja con agua-vapor de la misma potencia. La eficiencia de una turbina de un CRO está por encima del 85% y tiene un excepcional comportamiento parcial de carga. Se ha concluido que las principales barreras para la utilización del calor de baja temperatura en la industria

de los procesos son el costo, el retorno de la inversión y el desempeño de la tecnología (Schuster y col., 2009).

Las ventajas al usar el agua como fluido de trabajo son: muy buena estabilidad térmica y química (no hay riesgo de descomposición), muy baja viscosidad, lo que significa menor trabajo de bombeo requerido, posee un alto calor latente y específico, es decir, es capaz de transferir cantidades grandes de energía, no es tóxico, inflamable y no contamina el medio ambiente, además de ser barato y abundante. No obstante, muchos problemas se presentan cuando se usa el agua como fluido de trabajo, y son: La necesidad de sobrecalentamiento del vapor para evitar la condensación durante la expansión, riesgo de erosión de los álabes de las turbinas, exceso de presión en la caldera, la complejidad y el costo de las turbinas. Debido a las razones anteriormente citadas, el uso del agua es más adecuado para aplicaciones de alta temperatura.

Un CRO tiene algunas ventajas sobre la planta de potencia de vapor convencional: Menor calor es necesitado durante el proceso de evaporación, además, este proceso se presenta a bajas temperaturas y presiones; el proceso de expansión termina en la región de vapor y por lo tanto no es requerido el sobrecalentamiento, evitando el riesgo de la erosión de los álabes de la turbina; se presenta una menor diferencia de temperatura entre la evaporación y la condensación, lo que significa que la caída de presión será menor, y una turbina simple puede ser usada.

La selección del fluido de trabajo juega un papel importante para el uso en los procesos del CRO y es determinado por la aplicación. Sustancias potenciales identificadas para el uso en los CROs son: Hidrocarburos (HC), hidrofluorocarbonos (HFC), hidroclorofluorocarbonos (HCFC), clorofluorocarbonos (CFC), perfluorocarbonos (PFC), siloxanos, alcoholes, aldehídos, éteres, hidrofluoroéteres (HFE), aminas y fluidos orgánicos. Una comparación general de las propiedades de fluidos usados en los ciclos Rankine de vapor y orgánicos es mostrada en la Tabla 2.2.

Schuster y col. (2009) ha presentado la selección de 31 fluidos de trabajo puros para los procesos del CRO. En la Tabla 2.3 se enlistan algunos de estos fluidos y sus características son presentadas; esta información nos da una primera insinuación de las aplicaciones para estos fluidos de trabajo. Los fluidos con una mayor temperatura crítica permiten en primera instancia altas temperaturas de ebullición, pero también bajas presiones, y de este modo bajas diferencias de presiones son alcanzadas.

Tabla 2.2 Comparación de las propiedades en ciclos Rankine de vapor y orgánicos (Tchanche y col., 2011)

	Ciclo de vapor	Ciclo Rankine orgánico
Fluido	Agua	Compuesto orgánico
Presión Crítica	Alto	Bajo
Temperatura Crítica	Alto	Bajo
Punto de ebullición	Alto	Bajo
Presión de condensación	Bajo	Aceptable
Calor específico	Alto	Bajo
Viscosidad	Bajo	Relativamente alto
Inflamabilidad	No	Sí, depende del fluido
Toxicidad	No	Sí
Impacto ambiental	No	Alto y depende del fluido
Disponibilidad	Disponible	Problema de suministro
Costo	Barato	Caro

Los fluidos orgánicos tienen muchas características diferentes comparadas con el agua. Una de ellas se define por la pendiente de la curva de saturación del fluido de trabajo en el diagrama T-s (dT/ds). Ya que el valor de dT/ds tiende al infinito para fluidos isoentrópicos, el inverso de la pendiente es usada para expresar que tan “seco” o “húmedo” es un fluido. Si se define $\zeta = dT/ds$, el tipo de fluido de trabajo puede ser clasificado por el valor de ζ . Si $\zeta > 0$, se trata de un fluido seco, para el caso en el que $\zeta \approx 0$, un fluido isoentrópico, y si $\zeta < 0$ es un fluido húmedo (Chen y

col., 2010). En la Figura 2.8 se muestran las curvas de saturación de los tres tipos de fluidos en un diagrama T-s.

Tabla 2.3 Características de algunos fluidos utilizados en el CRO (Schuster y col., 2009)

Fluido de trabajo	Tc [°C]	Pc [Bar]	Ts 1 Bar [°C]	Ps 20 °C [Bar]
R134a	101.1	40.6	-26.4	5.7
R227ea	101.8	29.3	-16.6	3.9
R236fa	124.9	32.0	-1.8	2.3
R245fa	154.0	36.5	14.8	1.2
R141b	204.4	42.1	31.7	0.7
R365mfc	186.9	32.7	39.8	0.5
Ciclohexano	280.5	40.8	80.3	0.1

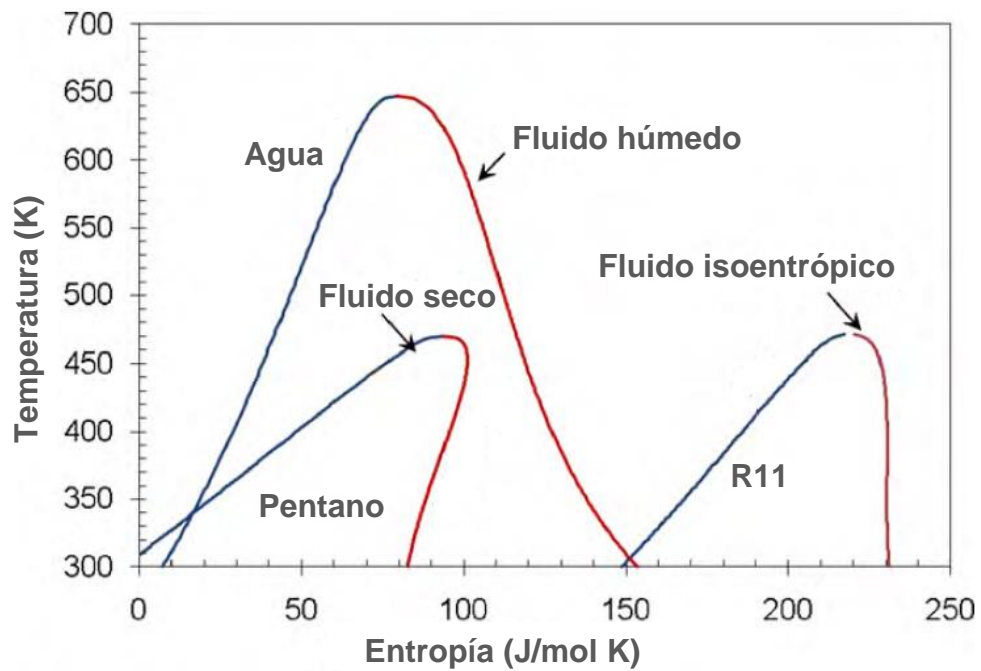


Figura 2.8 Tipos de fluidos de trabajo: seco, isoentrópico y húmedo (Chen y col., 2010)

Fluidos isoentrópicos y secos son sugeridos para el CRO para evitar la condensación del vapor durante el proceso de expansión en la turbina. Sin embargo, si el fluido es “demasiado seco”, el vapor expandido abandonaría la turbina aún con mucha energía, lo cual es una gran pérdida y provoca aumentar la carga en el condensador (Chen y col., 2010). Los fluidos “húmedos”, por su parte, necesitan una mayor temperatura a la entrada a la turbina para evitar la región de mezcla. La formación y el comportamiento del líquido en la turbina crean problemas que pueden perjudicar el rendimiento de la turbina.

Capítulo III. MATERIALES Y MÉTODOS

3.1 Problemática

El biogás que puede ser obtenido a partir de los diferentes métodos que existen es principalmente ocupado para sustituir o complementar el uso de gas LP, carbón, petróleo u otro tipo de combustible con el objetivo de generar vapor. La energía térmica del vapor se convierte en energía mecánica al hacer girar los álabes de una turbina, que a su vez mediante un generador eléctrico transforma el movimiento rotativo del eje de la turbina en energía eléctrica.

Debido a que el biogás posee un menor poder calorífico, al emplearse para la generación de vapor se necesita una mayor cantidad de biogás en comparación con los combustibles convencionales. Esto significa que la eficiencia al emplear biogás es menor. Es por eso que se pretende analizar otra forma de aprovechar la energía térmica que recibimos del biogás, y se trata de la utilización de un ciclo Rankine orgánico. Sin embargo, para poder determinar cuál opción es más viable, es necesario analizar primeramente los equipos en las condiciones actuales de operación para posteriormente compararlas con los resultados obtenidos del análisis de los equipos en conjunto con un ciclo Rankine orgánico.

3.1.1 Digestor

El sistema de degradación anaerobia que se encuentra en la Facultad de Ingeniería está constituido por los siguientes componentes principales:

1. Triturador de residuos
2. Tanque receptor de residuos
3. Reactor anaerobio R-I
4. Reactor anaerobio R-II
5. Bomba para alimentación
6. Estanques de sedimentación

El proceso se ilustra en la Figura 3.1, en donde también se pueden observar todos los componentes que conforman el equipo de degradación anaerobia.

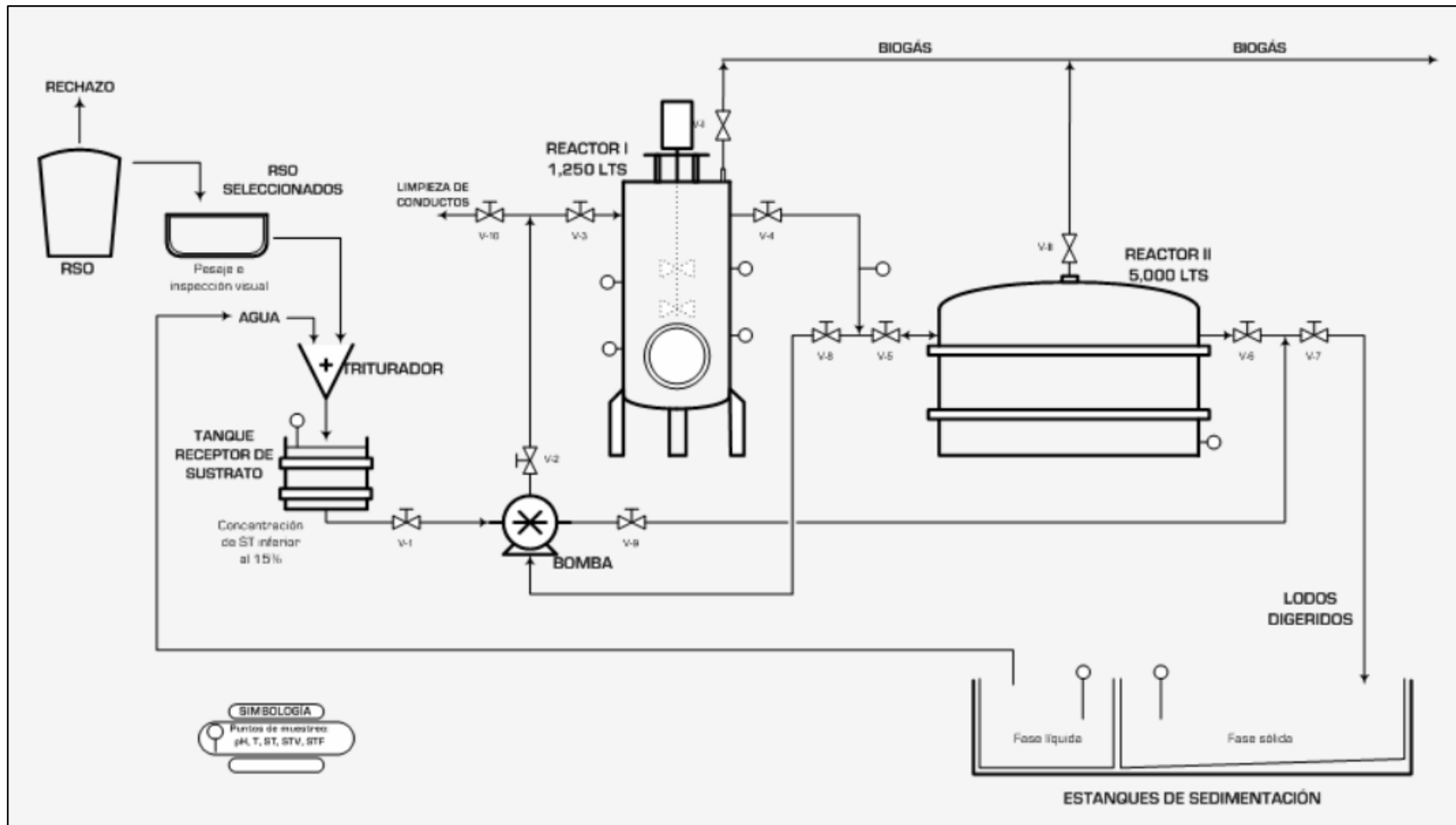


Figura 3.1 Esquema del proceso de degradación anaerobia (Juárez, 2012)

La primera etapa del proceso inicia con el vaciado de los residuos sólidos orgánicos, con una previa separación de forma manual de aquellos residuos que no son de utilidad para el proceso. Una vez que los RSU se encuentran en la tolva, se hacen pasar por un triturador, añadiéndose agua para facilitar la molienda y conservar una relación en la mezcla de 1 kg de agua por uno de RSU. Esta mezcla es colocada en el tanque receptor, procurando mantener una mezcla totalmente homogénea.

Una bomba se encarga de succionar el sustrato y enviarlo al reactor R-I, dentro del cual se acciona un mezclador para evitar que los residuos de mayor densidad, en especial los líquidos, se depositen en la parte inferior del reactor. Este reactor cuenta con dos salidas, una para el biogás y otra para los residuos que serán enviados hacia el reactor R-II. Cuando el reactor R-I comienza a llenarse, se abren algunas válvulas que permiten el flujo de la mezcla hacia el segundo reactor.

Del reactor R-II se extraen lodos digeridos que se depositan posteriormente en los tanques de sedimentación, con el objetivo de separar la parte líquida de la sólida. Para esto se tienen al igual que los reactores, dos tanques de sedimentación, que al llenarse el primero de ellos se abre una válvula que permite el paso de la fracción líquida hacia el segundo, quedando disponible esta para su uso en la preparación del nuevo sustrato.

Este equipo fue diseñado para operar con los residuos sólidos orgánicos provenientes del restaurante Cibarium, por lo que las instalaciones se colocaron detrás de este. De esta manera el biogás que se genera como producto de la degradación de los desechos, se transporta fácilmente hasta la zona de preparación de los alimentos del restaurante para ser utilizado como combustible sustituyendo al gas LP.

Un conjunto de fotografías de los componentes principales del equipo son mostradas en la Figura 3.2.



Reactor R-II



Tanques de sedimentación



Bomba de alimentación



Reactor R-I



Triturador

Figura 3.2 Componentes principales del equipo de degradación anaerobia

3.1.2 Gasificador

El equipo de gasificación (GEK TOTTI) es uno del tipo de flujo descendente ubicado en la parte sur de Ciudad Universitaria, configurado para alimentar motores para la producción de energía eléctrica. Los elementos que integran el equipo son los siguientes, que se pueden observar en la Figura 3.3:

1. Tolva de materia prima
2. Zona de secado
3. Control de nivel de combustible
4. Puerto de salida del pirocoil
5. Intercambiador de calor
6. Reactor de gasificación
7. Entrada de aire
8. Boquillas de aire
9. Puerto de iluminación
10. Reducción de campana

- 11. Perilla y rejilla
- 12. Ciclón
- 13. Filtrado de gas lecho empacado
- 14. Sistema de transmisión de gas
- 15. Quemador
- 16. Medidor de dióxido de carbono
- 17. Medidor de temperatura



Figura 3.3 Equipo de gasificación GEK TOTTI

En la Figura 3.4 se muestra un diagrama general del equipo de gasificación, indicando los componentes principales así como los procesos que en el ocurren. Por otra parte, la transformación de la biomasa en gas de síntesis es descrita en la Figura 3.5. El proceso inicia en la tolva de alimentación, donde es vertida la biomasa. Cabe mencionar que antes de ingresar a la tolva, la biomasa es triturada para conseguir una mezcla más homogénea para lograr un mejor proceso de gasificación. Posteriormente desciende hasta la zona de secado, donde se reduce la humedad, entrando en el pirocoil, lugar donde tiene lugar el proceso de pirólisis. A partir de esta etapa y hacia adelante, inicia la transformación termoquímica de la biomasa en gas de síntesis.

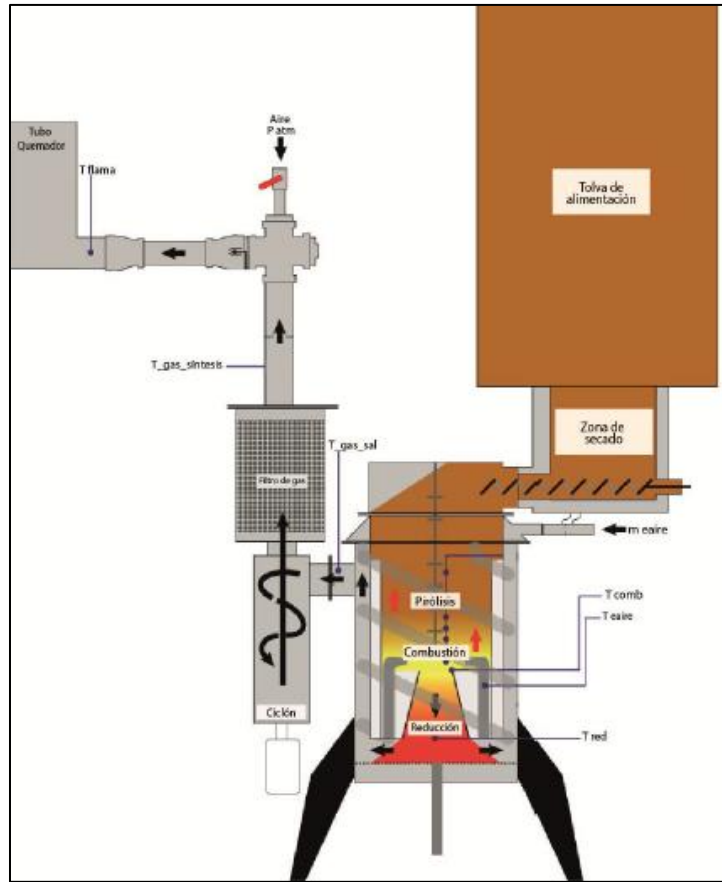


Figura 3.4 Diagrama del sistema de gasificación (Castro, 2015)

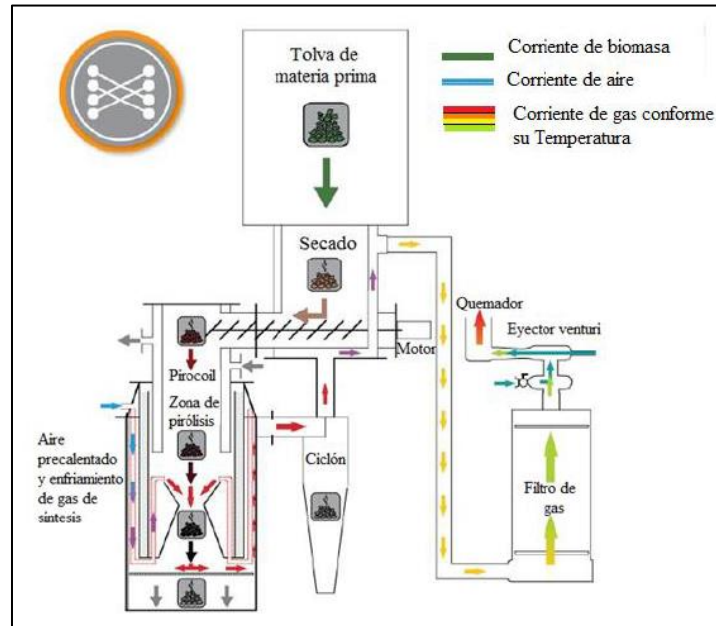


Figura 3.5 Diagrama de flujo del sistema de gasificación (Castro, 2015)

En la pirólisis, la biomasa comienza a perder peso. El flujo descendente continúa hasta la parte inferior del reactor, en donde se encuentran las cenizas y el gas a la máxima temperatura del proceso. El gas producido circula en sentido ascendente hacia el ciclón, para condensar los alquitranes presentes para asegurar la pureza del gas. Después, comienza a disminuir su temperatura al pasar por la zona de secado para seguir por la etapa de filtrado y terminar con el descenso de temperatura.

El filtro se encarga de limitar el paso a las partículas de mayor tamaño. Finalmente el gas de síntesis se mezcla con aire atmosférico que al aplicar una chispa producen una flama en el quemador, esta es una razón por la que el gas de síntesis tiene un poder calorífico menor, ya que contiene una gran cantidad de aire. Una visualización general de las dimensiones del equipo se muestra en la Figura 3.6.

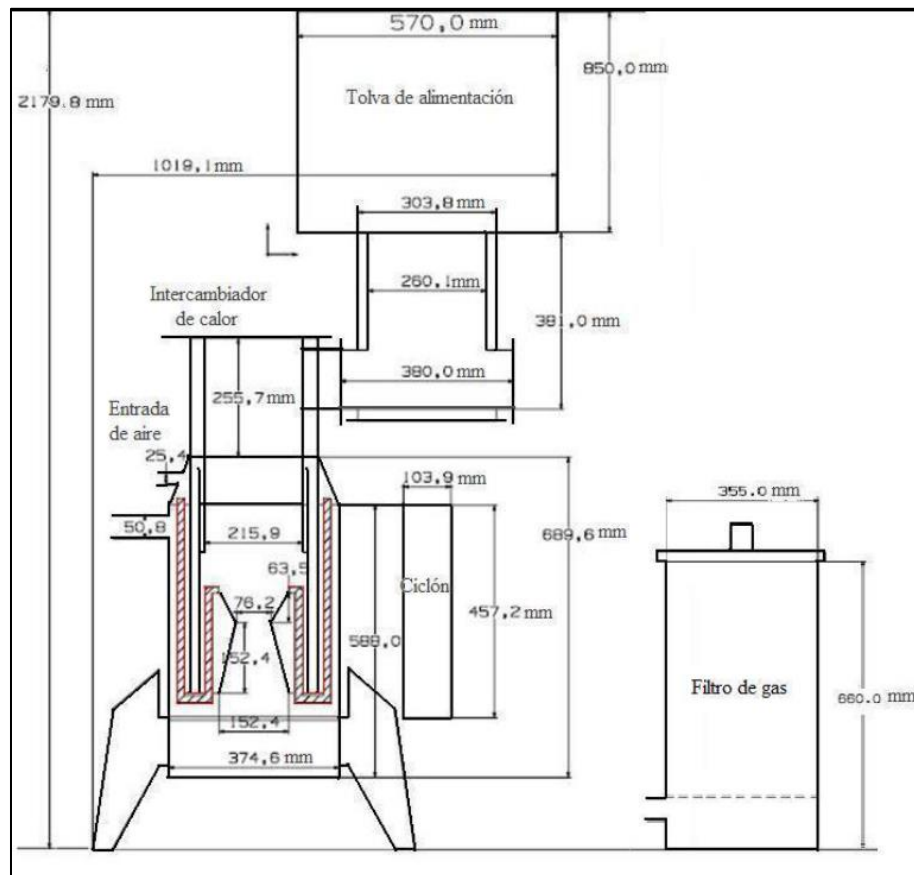


Figura 3.6 Diagrama general del equipo de gasificación (Castro, 2015)

3.2 Metodología

El análisis de factibilidad del uso del ciclo Rankine en conjunto con los equipos utilizados para la obtención de biogás comprende un conjunto de etapas, las cuales se muestran en la Figura 3.7.

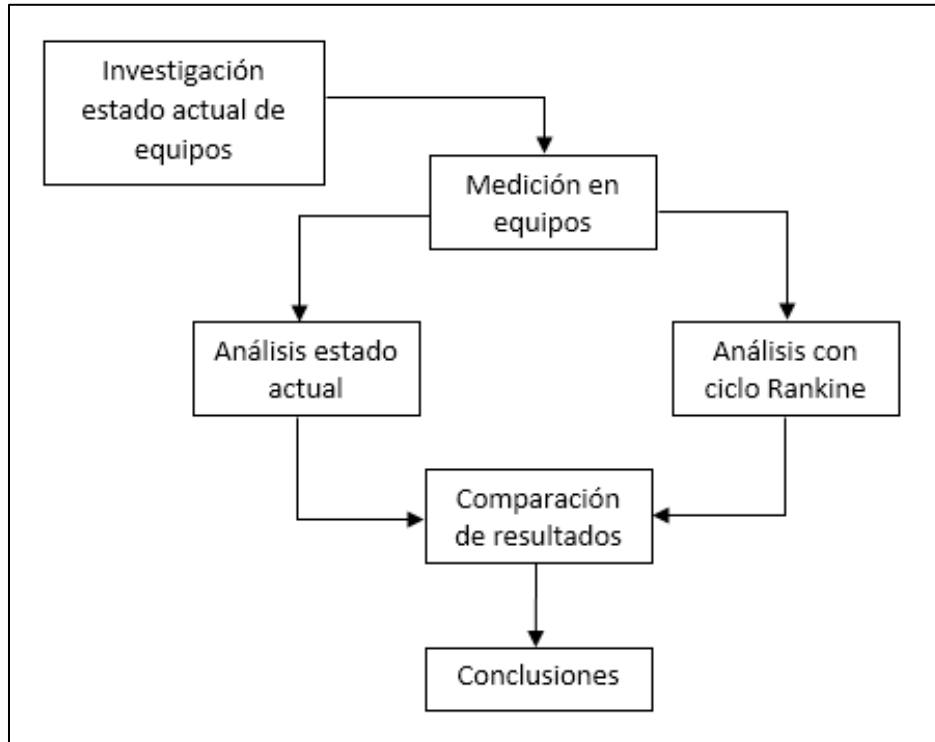


Figura 3.7 Etapas del proceso de análisis

Dicho análisis comienza con la etapa de investigación del estado actual de los equipos de generación de biogás, es decir, conocer las condiciones en las que se encuentran, así como el tipo de elementos que los componen. Una vez realizado esto, el siguiente paso es realizar el registro de los datos de producción de biogás empleando una determinada cantidad de desechos orgánicos, así como la generación de energía con los equipos en su estado actual.

Con esta información recabada es posible realizar el análisis de generación de energía por medio de un ciclo Rankine orgánico. La siguiente etapa consiste en comparar ambos resultados, para poder determinar finalmente, si es factible la implementación de un ciclo Rankine en el proceso de generación de energía a partir de biogás.

3.3 CyclePad

El análisis y diseño de ciclos termodinámicos en conjunto con aplicaciones a la química, representan la mayor tarea que desempeña la ingeniería termodinámica. Cada planta de potencia y motor es un ciclo termodinámico. Los refrigeradores y las bombas de calor son también ejemplos de ciclos termodinámicos. El propósito del análisis de un ciclo es determinar la eficiencia del sistema, qué tanto calor o trabajo consume o produce, y que parámetros de operación (por ejemplo presión y temperatura) son requeridas en sus componentes.

Una actividad importante en el diseño de los ciclos es desarrollar la sensibilidad del análisis para entender cuántas opciones de propiedades de los componentes y puntos de operación del ciclo afecta a sus propiedades globales. Una variedad de problemas aparecen cuando se les enseña a los estudiantes como diseñar y analizar ciclos termodinámicos:

- Los estudiantes pueden verse confundidos con la resolución de ecuaciones y con la realización de cálculos comunes.
- Comúnmente los estudiantes tiene problemas al pensar acerca de las consideraciones que ellos necesitan hacer, como el asumir que una caldera opera isobáricamente.
- A menudo los estudiantes no debaten sus elecciones de parámetros para determinar si su diseño es físicamente posible.
- Los estudiantes frecuentemente no cuentan con las bases necesarias para comparar los valores que ellos calcularon con el mundo físico y su experiencia diaria.

Estos aspectos se tomaron en cuenta en el diseño de CyclePad. CyclePad es un laboratorio virtual para la ingeniería termodinámica que facilita el análisis, ayuda a los estudiantes a entender las consideraciones en el modelado y sus consecuencias. Finalmente, CyclePad detecta los diseños físicamente imposibles usando una combinación de restricciones cualitativas y razonamientos numéricos.












Cuando el usuario inicia CyclePad, tiene la opción de elegir el diseño de un sistema de flujo estable o un sistema de ciclo cerrado. Los sistemas de flujo estable están determinados por la combinación de elementos como la turbina, compresor, bomba, caldera, intercambiador de calor, etc. Los sistemas de ciclo cerrado implican una secuencia de procesos que operan en un mismo espacio físico.

Una vez que la definición estructural del ciclo está terminada, CyclePad permite al usuario entrar en el modo de análisis. En el modo de análisis, las propiedades particulares del sistema como la elección del fluido de trabajo, los valores de los parámetros numéricos específicos y las consideraciones del modelado pueden ser seleccionados y explorados. Además de las consideraciones numéricas, se puede seleccionar un componente para hacer las consideraciones concernientes a ese componente.

Cuando CyclePad descubre una contradicción, cambia la interfaz para crear las herramientas para resolver el problema mediante la presentación de la generación de la contradicción. La sensibilidad en el análisis es una importante herramienta para construir la intuición de los estudiantes acerca de cómo contribuyen los principios físicos en la manera en la que el sistema funciona. CyclePad desarrolla la sensibilidad en el análisis pidiéndole al estudiante seleccionar primeramente un parámetro independiente. Entonces ofrece una opción de parámetros independientes potencialmente relevantes, basado en el análisis del ciclo. Dada una ecuación, CyclePad deriva una ecuación que describe el parámetro dependiente en términos del parámetro independiente, y grafica los resultados.

Los distintos componentes empleados en un sistema de flujo estable se muestran en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1 Descripción de los componentes de un sistema de flujo estable en CyclePad (Forbus y col., 1999)

Componente	Descripción	Símbolo gráfico
Turbina	El fluido de trabajo gaseoso se expande a través de este componente causando que una flecha gire, produciendo trabajo.	
Compresor	El trabajo de entrada en este componente provoca una compresión del fluido de trabajo, resultando en una significativa reducción de volumen del fluido de trabajo.	
Bomba	El trabajo de entrada en este componente provoca un incremento en la presión del fluido de trabajo, sin un apreciable cambio en de volumen.	
Caldera	Aumenta la energía térmica del fluido de trabajo. Si el fluido es saturado, esto podría no provocar un cambio de temperatura.	
Condensador	Disminuye de la energía térmica del fluido de trabajo. Si el fluido es saturado, esto podría no provocar un cambio de temperatura.	
Intercambiador de calor	Causa un flujo de energía térmica de un fluido de trabajo a otro.	
Mezclador	Mezcla dos flujos en una sola corriente de salida.	
Divisor	Divide un flujo simple en dos corrientes de salida.	
Estrangulador	Provoca una expansión en el fluido de trabajo, resultando en una caída de la temperatura del fluido, y la posibilidad de un cambio de fase de líquido a gas.	
Fuente	Origina un flujo del fluido de trabajo.	
Pozo	Termina un flujo del fluido de trabajo.	

Capítulo IV. RESULTADOS

4.1 Análisis del proceso

El proceso que se lleva a cabo dentro del gasificador produce una mezcla de gases denominada gas de síntesis. En el digestor ocurre una serie de reacciones que conllevan a la obtención del biogás. Ambos gases pueden ser empleados como fuente de energía térmica al quemarlos. Sin embargo, en la actualidad la energía más utilizada es la energía eléctrica. Se calcula que México produjo 221 mil millones de kilowatts-hora de electricidad en 2002 (Miller y Van, 2004). Las centrales eléctricas que usan petróleo representan la mayor parte de la generación a partir de combustibles fósiles (Figura 4.1). De ahí surge el interés por analizar un método de generación de electricidad con el uso de combustibles provenientes de fuentes renovables.

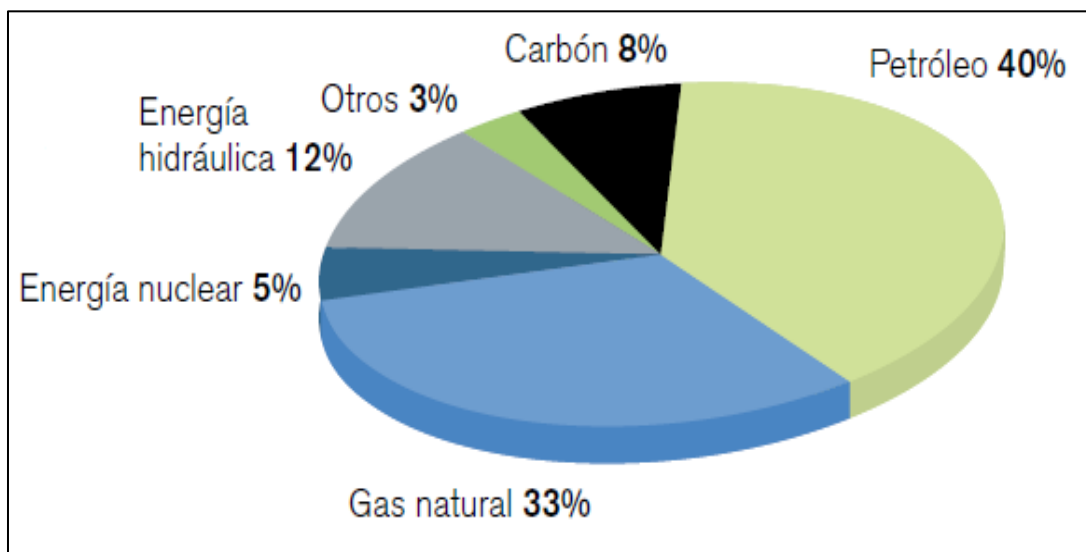


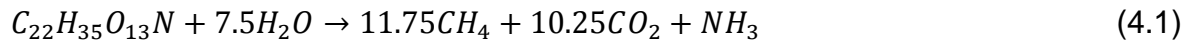
Figura 4.1 Combustibles utilizados para la generación de electricidad en México (Miller y Van, 2004)

4.1.1 Sistema anaerobio

La fuente que suministra la biomasa residual con la que se alimenta la planta de biogás es el restaurante Cibarium que se encuentra vinculado a la Facultad de Ingeniería. Debido a que es uno de los restaurantes más visitados dentro de

Ciudad Universitaria, la generación de residuos, que está principalmente constituida por desechos provenientes de la preparación de los alimentos así como de los sobrantes de los mismos (Juárez, 2009).

La ecuación estequiometria de la reacción química (Juárez, 2012). El proceso de degradación anaerobia se lleva a cabo mediante:



La estimación de la generación promedio de residuos equivale a 40.46 kg/día con un porcentaje de sólidos totales de 22.96 % y mediante el uso de la ecuación estequiométrica de la reacción, el volumen máximo de CH₄ que puede obtenerse es de 4.96 m³. Esta cantidad es equivalente a 8.86 m³ de biogás puesto que el contenido de metano en volumen fue considerado del orden de 56%.

Un segundo método para estimar la generación de metano consiste en emplear la tasa de producción específica de metano (PEM), que corresponde al volumen producido de CH₄ por cada kilogramo de sólido volátil introducido al digestor. Juárez (2012) calculó que la producción de metano al 56% de biogás, sería aproximadamente de 6.10 m³, cantidad que empleó para realizar el análisis.

4.1.2 Gasificador

La biomasa empleada para el gasificador proviene de la madera de la poda de los árboles de Ciudad Universitaria. En la Tabla 4.1 se observa la composición de del gas procedente del gasificador, además de su poder calorífico. Los valores del gasto (Q_g), densidad (ρ_g), calor específico (C_p) y diferencia de temperaturas (ΔT) entre la salida del quemador y el combustible que entra al gasificador se encuentran en la Tabla 4.2.

Tabla 4.1 Composición del gas procedente del gasificador (Castro, 2015)

Componente	Gas de madera [%]
Nitrógeno	50 - 54
Monóxido de carbono	17 - 22
Dióxido de carbono	9 - 15
Hidrógeno	12 - 20
Metano	2 - 3
Valor calorífico del gas [kJ/m ³]	5,000 – 5,900

Tabla 4.2 Datos del gas de síntesis (Castro, 2015)

Parámetro	Valor
ΔT [K]	338.15000
Q_g [m ³ /s]	0.00138
ρ_g [kg/m ³]	0.65000
C_p [kJ/kg · K]	4.10000

4.2 Cálculos con la generación de energía actual

a) Sistema anaerobio

En el proceso de degradación anaerobia la generación de biogás se estimó en 6.10 m³/día procesando 40.46 kg/día de RSO, con un contenido de metano del 56 % en volumen, y un poder calorífico inferior de 35,700 kJ/m³. De esta manera es posible determinar el calor generado en la combustión del biogás, el cual está dado por la siguiente expresión (Juárez, 2012):

$$Q_{gen} = (Q_g \cdot cc. vol) \cdot PCI \quad (4.2)$$

$$Q_{gen} = \left(6.1 \frac{m^3}{día} \cdot 0.56 \right) \cdot 35,700 \frac{kJ}{m^3} = 121,951.2 \frac{kJ}{día}$$

b) Gasificador

La cantidad de gas de síntesis generado es de 0.00138 m³/s a partir de la gasificación de 0.0069 kg/s obtenida con madera y carbón vegetal. El calor generado al realizar la combustión del gas se puede calcular con la siguiente expresión (Castro, 2015):

$$Q_{gen} = (H_g \cdot Q_g) + (Q_g \cdot \rho_g \cdot C_p \cdot \Delta T) \quad (4.3)$$

Donde

H_g = Poder calorífico del gas (kJ/m^3)

Q_g = Gasto de gas (m^3/s)

ρ_g = Densidad del gas (kg/m^3)

C_p = Calor específico del gas ($kJ/kg \cdot K$)

ΔT = Diferencia de temperaturas entre el gas de salida del quemador y el combustible que entra al gasificador (K)

Por lo que la energía en forma de calor que se puede obtener a partir del gas de síntesis es:

$$Q_{gen} = (5,000 \cdot 0.00138) + (0.00138 \cdot 0.65 \cdot 4.1 \cdot 338.15) = 8.144 \frac{kJ}{s}$$

4.3 Resultados con el ciclo Rankine

Para iniciar el análisis del ciclo Rankine es necesario seleccionar el adecuado fluido de trabajo de acuerdo a las características de la fuente de energía con la que se cuenta, porque además de tener las propiedades físicas adecuadas debe de cumplir con los requerimientos de seguridad y costos.

Qiu (2012) establece los puntos principales que se deben tomar en cuenta al evaluar los distintos fluidos de trabajo para así elegir el más adecuado para el ciclo. Los aspectos analizados son:

- a) Los fluidos de trabajos seleccionados no deben ser prohibidos

Existen regulaciones que prohíben el uso de ciertos fluidos debido a su alto impacto ambiental, por lo que estos no deberían ser evaluados como fluidos de trabajo para el CRO. Para el resto, se toman en cuenta dos indicadores, el potencial de deterioro de la capa de ozono (PDO que por sus siglas en inglés es ODP, ozone depletion potential) y el potencial de calentamiento global (PCG que por sus siglas en inglés es GWP, global warming potential) para su análisis.

- b) Los fluidos de trabajo debe presentar una alta caída de entalpía a través de la turbina

Una mayor caída de entalpía representa una mayor potencia de salida y/o una mayor eficiencia. Los principales parámetros son la máxima y mínima temperatura del proceso debido a que cuanto mayor es esta diferencia de temperatura, mayor será la caída de entalpía.

- c) Fluidos de trabajo fáciles de manejar a temperatura ambiente

Para cumplir con este requerimiento se espera que la temperatura de ebullición se encuentre dentro del intervalo 0-100 °C. Es común que la temperatura de ebullición aumente con el incremento de la temperatura crítica. De acuerdo con esto, una temperatura crítica menor a los 200 °C indicaría una temperatura de ebullición menor a los 100 °C.

- d) Fluidos isoentrópicos o secos son más adecuados para un ciclo no sobrecalentado

El CRO es un ciclo termodinámico no sobrecalentado que usa un fluido orgánico y está compuesto por cuatro procesos fundamentales. Uno de ellos es la expansión del vapor a través de la turbina. En la Figura 4.2 se comparan 3 ciclos con los tres tipos de fluidos, húmedo, isoentrópico y seco, donde se observa que en el caso del ciclo con el fluido húmedo, el vapor expandido a la salida de la turbina se encuentra en la zona de mezcla dentro de la curva de saturación. Esto significa que durante este proceso de expansión se formarán pequeñas gotas al condensarse parte del vapor, lo que podría deteriorar los álabes de la turbina. Por

lo tanto, fluidos isoentrópicos y secos son apropiados para el CRO, además de que se podría utilizar un recuperador para incrementar la eficiencia del ciclo.

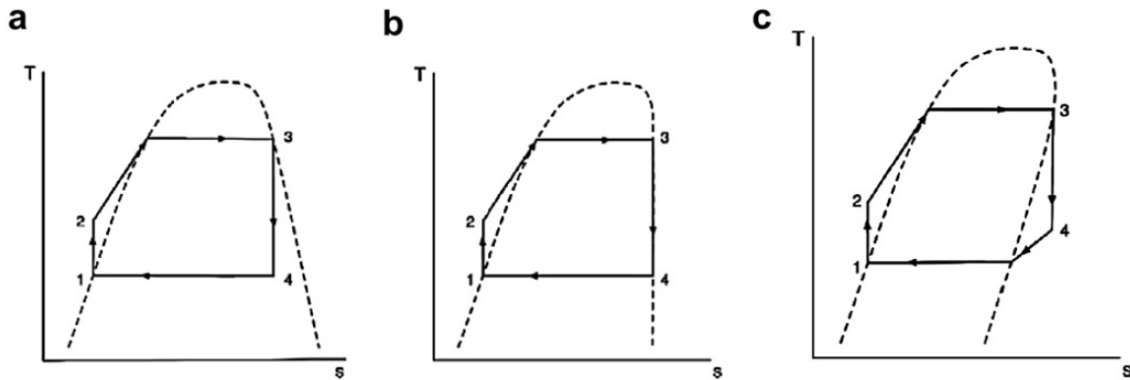


Figura 4.2 Comparación de los fluidos de trabajo: a) húmedo, b) isoentrópico y c) seco (Qiu, 2010)

- e) Un mayor valor del calor latente implica equipos más pequeños en la bomba, condensador y caldera.

Debido a que un fluido que presenta un alto valor de calor latente y una densidad elevada absorbe una mayor cantidad de energía proveniente de la fuente de calor en la caldera, se reduce el flujo másico requerido, por lo tanto el tamaño de los equipos (Chen y col, 2010). Pero al igual que se reduce el tamaño de los equipos disminuyendo el flujo másico, se reduce la potencia generada en la turbina.

- f) Propiedades termofísicas deseadas

A diferencia del agua, los fluidos orgánicos sufren de deterioros y descomposición a altas temperaturas. La temperatura máxima de la fuente de calor está entonces limitada por la estabilidad química del fluido. Una mayor conductividad de calor significa equipos más pequeños en los procesos de intercambio de calor. Poseer una baja viscosidad conlleva a un equipo de bombeo menor y su consumo de energía. Bajas presiones en el CRO usualmente implican menores costos de inversión y la disminución de la complejidad.

- g) Requerimientos de seguridad

Se requiere de una baja o nula toxicidad y corrosión para ser compatible con el material con el que se fabrican los equipos y el aceite de lubricación. Además el nivel de inflamabilidad es sumamente importante para evitar explosiones.

h) Buena disponibilidad y bajo costo

Comparado con los equipos que conforman el CRO, el costo del fluido de trabajo es pequeño como parte de la inversión total. A pesar de esto, se debe considerar la disponibilidad del fluido, es decir, que sea accesible (Qiu, 2012). Más de 50 fluidos han sido sugeridos en la literatura, de los cuales algunos se han eliminado debido a nuevas restricciones ambientales en cuanto al potencial de contaminación propio de los fluidos. Otros han sido descartados porque sus propiedades los hacen imprácticos para su aplicación. Chen y col. (2010) realizó una lista con 35 fluidos que consideró candidatos potenciales para su aplicación en el CRO describiendo sus principales propiedades termodinámicas.

Por otra parte, Qiu (2012) propone una lista con los fluidos más empleados en el CRO e investigados durante la última década, y mediante el método del punto espinal, otorga un determinado número de puntos a cada característica de acuerdo al criterio establecido anteriormente, mostrado en la Tabla 4.3, y poder así comparar de una manera más sencilla las sustancias. De igual manera, en la Tabla 4.3 se puede observar que conforme al total de puntos obtenidos se realizó una jerarquización, la cual muestra que el fluido HFE7000 resultó ser el más adecuado para su aplicación en el CRO. Las curvas de saturación de estos fluidos se muestran en la Figura 4.3. Analizando los fluidos propuestos anteriormente y a pesar del resultado del análisis hecho por Qiu (2012), se eligió el refrigerante R134a para realizar el análisis termodinámico en el presente trabajo por las siguientes razones:

- (1) El refrigerante R134a ha sido ampliamente empleado en los sistemas de refrigeración desde hace muchos años, lo que representa una alta disponibilidad para su adquisición.

Tabla 4.3 Comparación fluidos analizados mediante el método del punto espinal (Qiu, 2012)

	R134a HFC-134^a	Isobutano R600 HC-600a	R245a HFC-245^a	R123 HCFC-123	PF5050 PFC-5050	HFE7000	n-pentano R601 HC-601	HFE7001
Fórmula	CH ₂ FCF ₃	CH(CH ₃) ₃	CF ₃ CH ₂ CHF ₃	CHCl ₂ CF ₃	(CF ₃) ₃ (CF ₂) ₃	C ₃ F ₇ OCH ₃	C ₅ H ₁₂	C ₄ F ₉ OCH ₃
Peso molecular	102	58	134	153	288	200	72	250
Tipo ζ(=ds/dT)	-0.39	1.03	0.19	0.12	>0	>0	1.28	1.83
Temp. de ebullición °C	-26.3 (1)	-11.72 (2)	15.3 (4)	27.8 (5)	30 (5)	34 (5)	36 (4)	61 (4)
Temp. crítica °C	101.5 (2)	134.7 (3)	157.5 (5)	183.7 (4)	150 (5)	165 (5)	196.5 (4)	195.3 (4)
Presión crítica MPa	4.06 (2)	3.64 (5)	3.64 (3)	3.66 (3)	2.13 (5)	2.48 (5)	3.36 (4)	2.23 (5)
Calor latente kJ/kg K	155.4 (3)	303.4 (5)	177.1 (3)	168.4 (3)	88 (2)	142 (3)	349 (5)	112 (2)
PDO ¹	0 (5)	0 (5)	0 (5)	0.02-0.06 (4)	0 (5)	0 (5)	0 (5)	0 (5)
PCG ²	1300 (2)	3 (4)	1030 (2)	120 (4)	Alto (1)	370 (3)	20 (4)	390 (3)
Inflamabilidad	NF 770 (5)	Alto 460 (1)	NF 412 (5)	NF 730 (5)	NF n/a (4)	Sí 415 (4)	Alto 260 (1)	Sí 405 (4)
Toxicidad	A (5)	B (1)	B (3)	B (3)	Bajo (5)	Bajo (5)	A (3)	Bajo (5)
Estabilidad térmica	Estable (5)	Estable (5)	Aceptable	Estable (5)	Estable (5)	Estable (5)	Estable (5)	Estable (5)
Puntos totales	30	29	34	36	37	40	35	37
Ranking	7	8	6	4	2	1	5	2

¹ PDO. Potencial de destrucción de ozono. PDO para R11=1.0.

² PCG. Potencial de calentamiento global. PCG para CO₂=1.0.

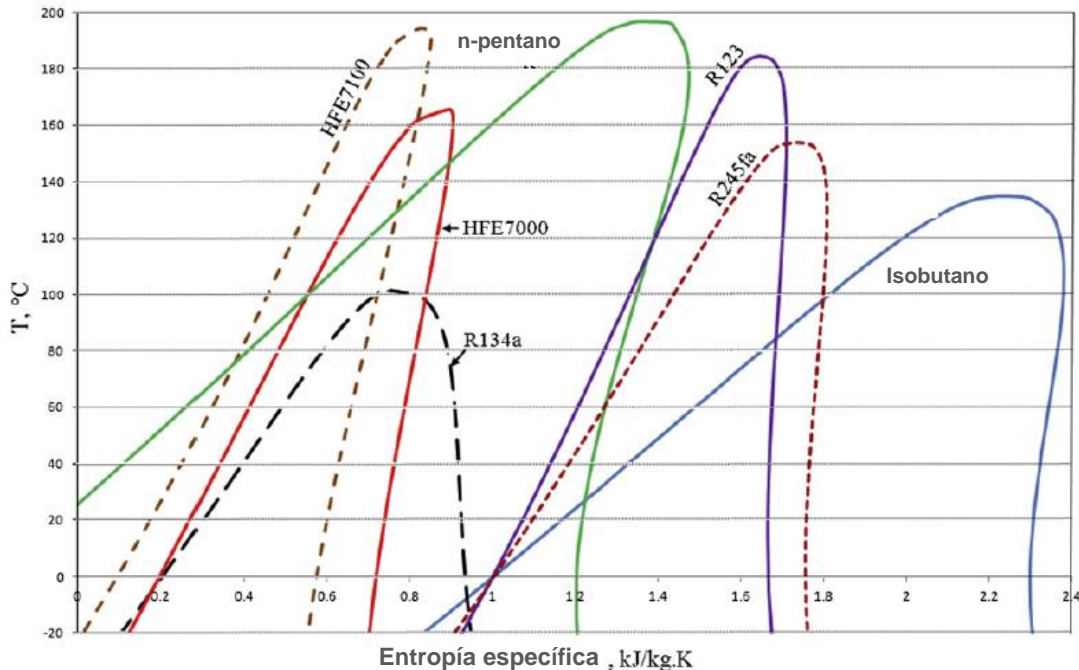


Figura 4.3 Comparación de las curvas de saturación de los fluidos analizados (Qiu, 2012)

- (2) El refrigerante R134a presenta una temperatura crítica relativamente baja con respecto a los demás fluidos propuestos, por lo que se pueden alcanzar temperaturas cercanas a esta sin sacrificar demasiado el flujo másico, y por lo tanto, la potencia generada en la turbina.
- (3) Chen y col. (2010) muestra una ecuación en la que se observa que fluidos con un alto calor latente otorgan un mayor trabajo de salida cuando la temperatura y algunos otros parámetros están definidos. El calor latente de un fluido se puede ilustrar en el diagrama T-s, puesto que a una temperatura definida, el calor latente es proporcional a la línea horizontal que se va desde el punto de líquido saturado hasta el punto de vapor saturado. El calor latente del R134a es bastante aceptable ya que es el quinto más alto dentro de la lista proporcionada por Qiu (2010).
- (4) Qiu (2010) resalta que el estudio realizado tiene como propósito principal el describir una metodología más que definir de manera precisa el fluido más adecuado para su aplicación en el CRO, que depende en mayor medida de la fuente de energía. Esto significa que la selección del fluido está

mayormente delimitada por el tipo de fuente de calor con la que se cuenta. Un ejemplo de esto es que Tchanche y col. (2009) consideraron el R134a como el fluido de trabajo más adecuado para aplicaciones del CRO solar a baja escala.

- (5) El R134a pertenece al grupo de los HFC, los cuales poseen una toxicidad baja, son económicos y pueden emplearse con seguridad.

En la Tabla 4.4 se encuentra el resumen de los motivos por los que se eligió el refrigerante R134a como fluido de trabajo para el CRO.

Tabla 4.4 Resumen de las razones por las que se eligió el R134a para realizar el análisis del ciclo

	Razones	Parámetro	Referencias
1	Alta disponibilidad		Qiu, 2012.
2	Temperatura crítica relativamente baja	101.5 °C	Qiu, 2012.
3	Alto calor latente	155 kJ/kg K	Qiu, 2012.
4	Adecuado para aplicación a baja escala		Tchanche y col., 2012.
5	Baja toxicidad, económico y seguro	A (Baja toxicidad)	Qiu, 2012.

Para el análisis del ciclo Rankine empleando el fluido seleccionado anteriormente se realizaron las siguientes consideraciones:

- a) La temperatura ambiente es considerada de 20 °C (Dai y col., 2009).
- b) La temperatura de condensación, la cual es la mínima en el ciclo, es de 25 °C, para asegurar la transferencia de calor desde el fluido de trabajo hacia el ambiente, y la presión mínima del ciclo es aquella en la que el fluido presenta su cambio de fase precisamente a los 25 °C (Dai y col., 2009).
- c) Como ya se ha mencionado, el rendimiento del ciclo aumenta a medida que la temperatura del fluido a la entrada a la turbina es mayor. Para el caso del R134a, al acercarse a las condiciones a las que se encuentra su punto crítico, la presión es demasiado alta. Chen y col. (2010) mencionan que

para que sea útil aumentar el grado de sobrecalentamiento con el propósito de incrementar la eficiencia del ciclo, el incremento en la eficiencia debe ser más grande que el incremento de la eficiencia en el estado de referencia. Para la operación entre dos curvas isobáricas, la eficiencia del sistema aumenta para fluidos húmedos, mientras que decrece para fluidos secos, lo cual se muestra en la Figura 4.4. En el caso de fluidos isoentrópicos, la eficiencia alcanza un valor aproximadamente constante para temperaturas altas a la entrada a la turbina. Basado en esto, el sobrecalentamiento no es recomendado para fluidos secos y no es necesario para fluidos isoentrópicos. Además, manejar altas presiones tiende a impactar la confiabilidad del ciclo o incrementar el costo (Chen y col., 2010). Es por lo anterior que la presión es considerada tal que la temperatura de cambio de fase del fluido no es demasiado alta, y su valor es de 2.2 MPa. Sin embargo, la temperatura máxima del fluido a esa presión se mantiene como variable para encontrar su valor óptimo.

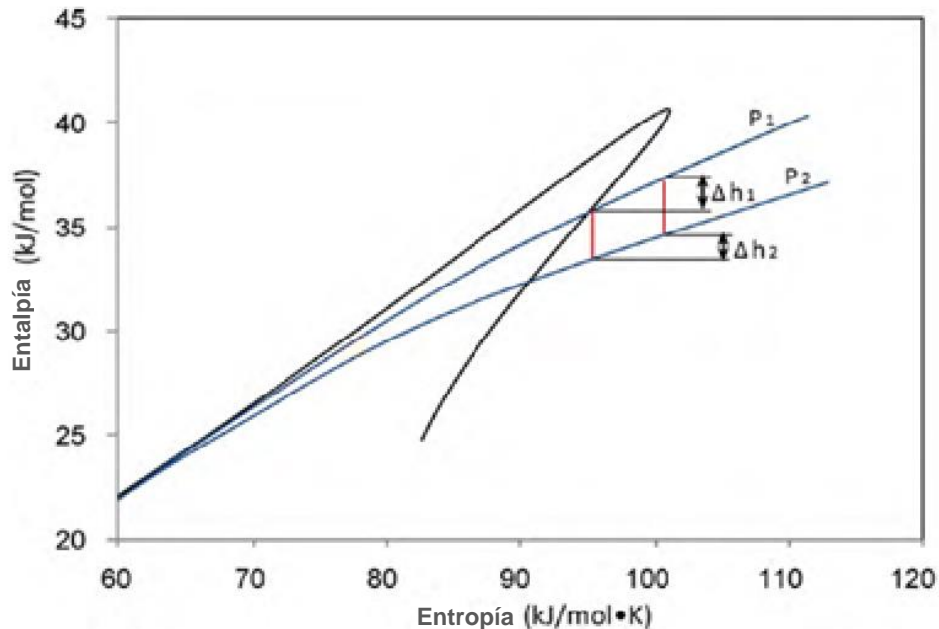


Figura 4.4 Diagrama entalpía-entropía de un fluido seco demostrando el efecto del sobrecalentamiento (Chen y col., 2010)

- d) La eficiencia de la turbina y de la bomba adquieren valores comunes de 85% y 60%, respectivamente (Dai y col., 2009).
- e) Debido a que el refrigerante R134a es un fluido isoentrópico, el estado del vapor expandido termina muy cerca de la línea de vapor saturado, por lo que agregar un recuperador al ciclo no causaría un gran efecto en el rendimiento general del ciclo (Schuster y col., 2009).
- f) No se consideran pérdidas de calor en la instalación.

En la Tabla 4.5 se encuentra el resumen de las consideraciones realizadas para el análisis del ciclo. La Figura 4.5 muestra el diagrama T-s del CRO usando como fluido de trabajo el refrigerante R134a. Como se puede observar, la curva de saturación corresponde a un fluido isoentrópico. El diagrama del CRO en el software se muestra en la Figura 4.6. Sin embargo, debido a impedimentos propios del software, el análisis del ciclo no pudo llevarse a cabo porque las condiciones establecidas provocan que el fluido de trabajo presente una fase de líquido subenfriado, también denominada líquido comprimido. Por lo tanto, los valores de las propiedades del R134a en esta fase no se encuentran disponibles en la base de datos de CyclePad, viéndose reflejado en la interfaz del programa como una incongruencia (Figura 4.7). Por esta razón el análisis se realizó sin la ayuda del software.

Tabla 4.5 Resumen consideraciones para el análisis del ciclo

	Consideraciones	Referencias
1	Temperatura ambiente de 20 °C	Dai y col., 2009.
2	Temperatura mínima del ciclo de 25 °C	Dai y col., 2009.
3	Fluido no sobrecalentado	Chen y col. 2010.
4	Eficiencias isoentrópicas de 85% y 60% para la turbina y la bomba respectivamente	Dai y col., 2009.
5	No se utiliza recuperador de calor	Schuster y col, 2009.
6	No hay pérdidas de calor en los equipos	Cengel y Boles, 2012.

El análisis del CRO se realiza de la misma manera que para un ciclo de potencia que usa vapor de agua. Se calcula el valor de las propiedades (entalpía y entropía) en cada uno de los cuatro estados, y a partir de esos valores se determinan otros parámetros como la potencia consumida por la bomba, la potencia de salida en la turbina, la potencia neta y la eficiencia térmica. Al establecer dos propiedades independientes para un estado se puede conocer el valor para todas las demás propiedades en ese mismo estado.

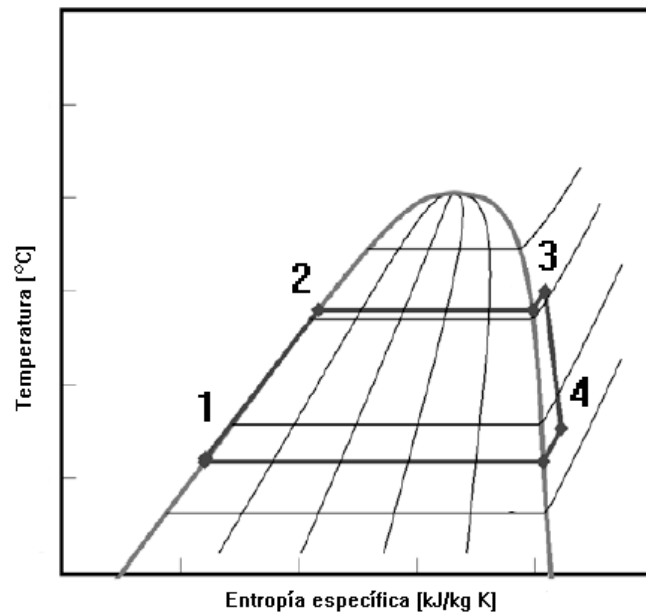


Figura 4.5 Diagrama T-s del CRO con el R134a

Es así que a la temperatura de 25 °C y una calidad de 0% por ser líquido saturado en el estado 1, la entalpía tiene un valor de 234.545 kJ/kg, y la entropía es de 1.120 kJ/kgK. Al pasar el fluido a través de la bomba, este adquiere una mayor entalpía e inicialmente se considera como un proceso isoentrópico, es decir, la entropía del fluido en el estado 1 es la misma para el estado 2, entrando a la zona de líquido comprimido dentro del diagrama T-s. La entalpía en el estado 2s se obtiene usando la ecuación 2.3, donde v es el volumen específico del líquido saturado a la presión especificada. Como en realidad este proceso no es isoentrópico, se usa la ecuación 2.10, obteniendo una entalpía con un valor de 236.664 kJ/kg. Al encontrarse dentro de la zona de líquido comprimido, la entropía

puede considerarse como la del líquido saturado a la misma entalpía previamente calculada.

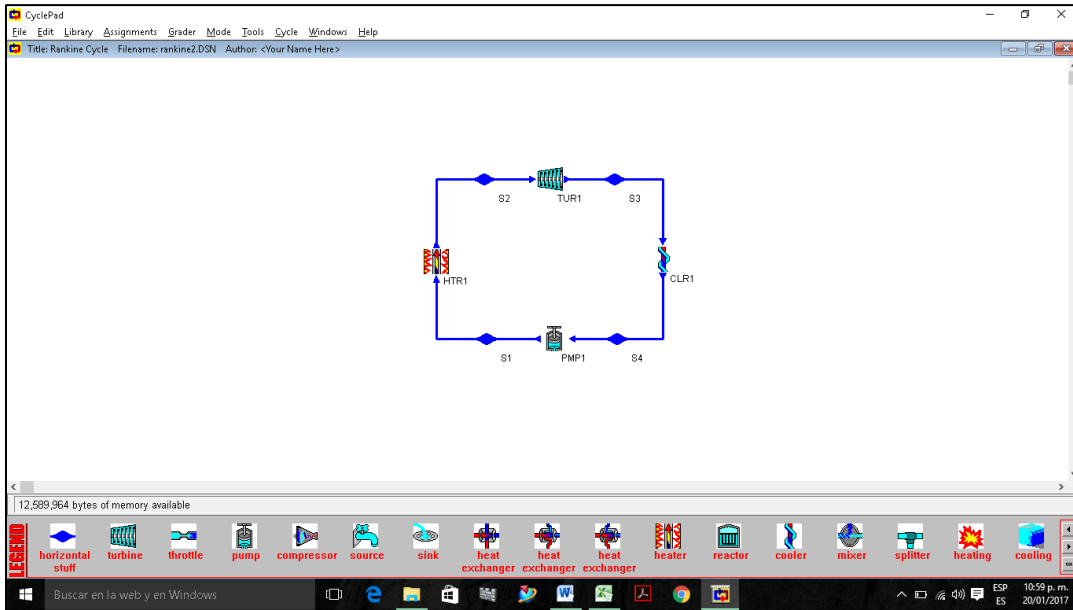


Figura 4.6 Diagrama T-s del CRO con el R134a en CyclePad

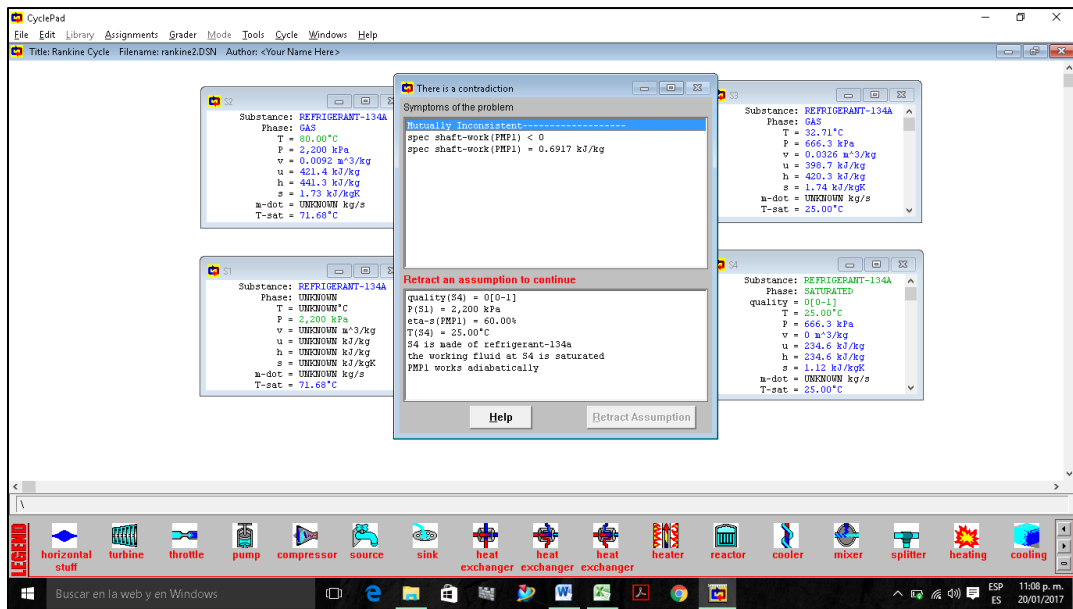


Figura 4.7 Restricción en las condiciones establecidas en el software

La temperatura T_3 se propone dentro del intervalo entre los 71.74 y los 95 °C, a una presión de 2200 kPa. Con estas dos propiedades es posible conocer el valor

de la entalpía y de la entropía en el estado 3 correspondiente a cada temperatura. Después se supone nuevamente un proceso isoentrópico en la turbina, por lo que la entropía en los estados 3 y 4 tiene el mismo valor. Como ya sabemos que el ciclo se analizó tomando en cuenta las irreversibilidades presentes dentro de la turbina, se utiliza la ecuación 2.11, estableciendo una eficiencia isoentrópica del 85%, para obtener el valor de la entalpía en el estado 4. A partir de este valor se obtiene la entropía utilizando tablas de líquido sobrecalentado.

Una vez conociendo la entalpía en cada uno de los estados, mediante la ecuación 2.9 se obtiene la eficiencia térmica del ciclo. Los valores de la entalpía, entropía y temperatura ambiente se sustituyen en la ecuación 2.12 para calcular la exergía en cada estado. Estos valores se sustituyen en las ecuaciones 2.14, 2.16 y 2.17 para determinar el valor de la exergía destruida en la bomba, turbina y condensador, respectivamente. Para el caso de la ecuación 2.15 es necesario saber las temperaturas máxima y mínima del ciclo, así como el calor transferido del combustible al fluido de trabajo para determinar la exergía destruida en la caldera. Posteriormente estos resultados son sustituidos en la ecuación 2.19 para calcular la eficiencia según la segunda ley. Siguiendo esta metodología se obtuvieron los valores de entalpía y entropía en cada uno de los estados del proceso considerando un intervalo para la temperatura del fluido a la entrada de la turbina que va de los 71.74 a los 95 °C, con el objetivo de encontrar el punto de operación óptimo. Dichos resultados se muestran en la Tabla 4.6. La información acerca de las propiedades del R134a fue obtenida de ASHRAE (2009).

Las condiciones de temperatura y presión fueron las mismas para el análisis del CRO usando el gas de síntesis y el biogás, por lo tanto el valor de las propiedades son las mismas para ambos casos. No obstante, la cantidad de calor obtenido como producto de la combustión de los dos gases es distinto, obteniéndose así diferentes resultados en parámetros como la potencia de la bomba, la potencia de la turbina, la eficiencia según la segunda ley, etcétera. En la Figura 4.8 se observa la gráfica que muestra el comportamiento de la eficiencia térmica del ciclo a diferentes valores de temperatura del fluido a la entrada de la turbina. La

temperatura a la salida de la caldera donde se encuentra la máxima eficiencia térmica es de 89 °C.

Tabla 4.6 Entalpía y entropía en cada estado del CRO

T_3 [°C]	h_1 [kJ/kg]	s_1 [kJ/kg K]	h_2 [kJ/kg]	s_2 [kJ/kg K]	h_3 [kJ/kg]	s_3 [kJ/kg K]	h_4 [kJ/kg]	s_4 [kJ/kg K]
71.74	234.545	1.120	236.664	1.127	429.080	1.695	409.407	1.706
73.00	234.545	1.120	236.664	1.127	430.973	1.700	411.063	1.712
75.00	234.545	1.120	236.664	1.127	433.978	1.709	413.692	1.721
77.00	234.545	1.120	236.664	1.127	436.983	1.717	416.315	1.730
79.00	234.545	1.120	236.664	1.127	439.988	1.726	418.903	1.739
81.00	234.545	1.120	236.664	1.127	442.839	1.734	421.336	1.748
83.00	234.545	1.120	236.664	1.127	445.537	1.742	423.543	1.756
85.00	234.545	1.120	236.664	1.127	448.235	1.749	425.666	1.764
87.00	234.545	1.120	236.664	1.127	450.933	1.757	427.789	1.770
89.00	234.545	1.120	236.664	1.127	453.631	1.764	429.912	1.776
91.00	234.545	1.120	236.664	1.127	456.243	1.771	432.390	1.783
93.00	234.545	1.120	236.664	1.127	458.769	1.778	434.854	1.790
95.00	234.545	1.120	236.664	1.127	461.295	1.785	437.319	1.797

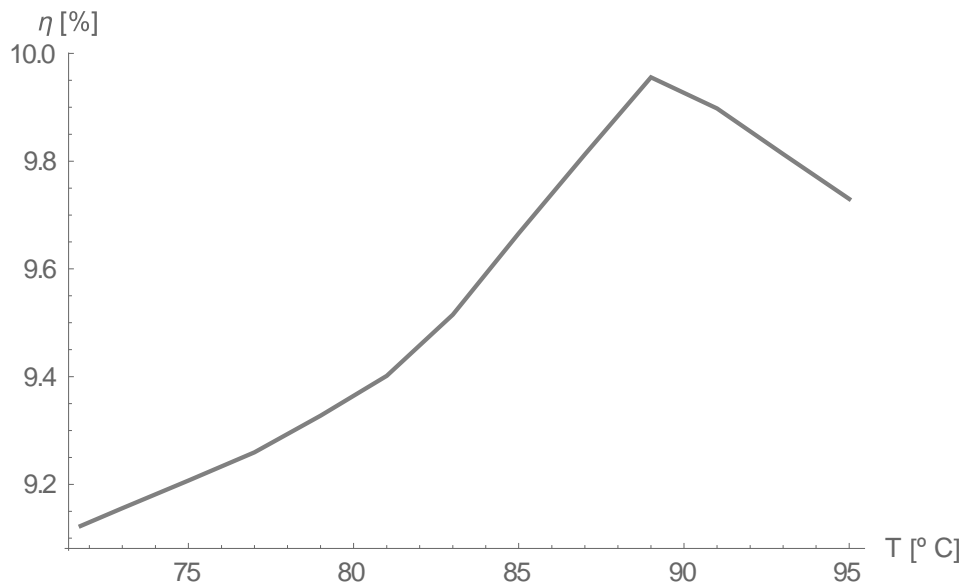


Figura 4.8 Comportamiento de la eficiencia con respecto a la temperatura a la entrada de la turbina a la presión especificada

4.3.1 Digestor

El calor suministrado al quemar el biogás fue calculado con los datos actuales de generación de biogás (6.1 m³/día) utilizando la ecuación 4.1, el cual tiene un valor de 121,951.2 kJ/día, lo que equivale a 1.141 kJ/s. Usando este dato de la energía en forma de calor suministrada por el biogás proveniente del proceso de degradación anaerobia que tiene lugar en el digestor, se obtuvieron los valores de eficiencia térmica, flujo másico, potencia de salida en la turbina y consumida por la bomba que se encuentran en la Tabla 4.7.

Tabla 4.7 Eficiencia, flujo másico, potencia de salida y consumida a la respectiva temperatura a la entrada a la turbina empleando biogás

T_3 [°C]	η_t [%]	m [kg/s]	W_t [kW]	W_b [kW]
71.74	9.1228	0.0059	0.1167	0.0126
73.00	9.1558	0.0059	0.1169	0.0124
75.00	9.2069	0.0058	0.1173	0.0123
77.00	9.2593	0.0057	0.1177	0.0121
79.00	9.3277	0.0056	0.1183	0.0119
81.00	9.4015	0.0055	0.1190	0.0117
83.00	9.5151	0.0055	0.1202	0.0116
85.00	9.6656	0.0054	0.1217	0.0114
87.00	9.8124	0.0053	0.1233	0.0113
89.00	9.9554	0.0053	0.1248	0.0111
91.00	9.8980	0.0052	0.1240	0.0110
93.00	9.8131	0.0051	0.1229	0.0109
95.00	9.7301	0.0051	0.1218	0.0108

En la Figura 4.9 podemos observar el comportamiento del flujo másico, la potencia generada en la turbina y la potencia consumida por la bomba si se varía la temperatura a la entrada en la turbina. Podemos notar que al aumentar esta temperatura, la cantidad de refrigerante por segundo que debe ser utilizado disminuye. La potencia de la turbina se comporta de la misma manera que la eficiencia térmica al variar la T_3 , mientras que la potencia consumida por la bomba, al ser función del flujo másico, presenta el mismo comportamiento.

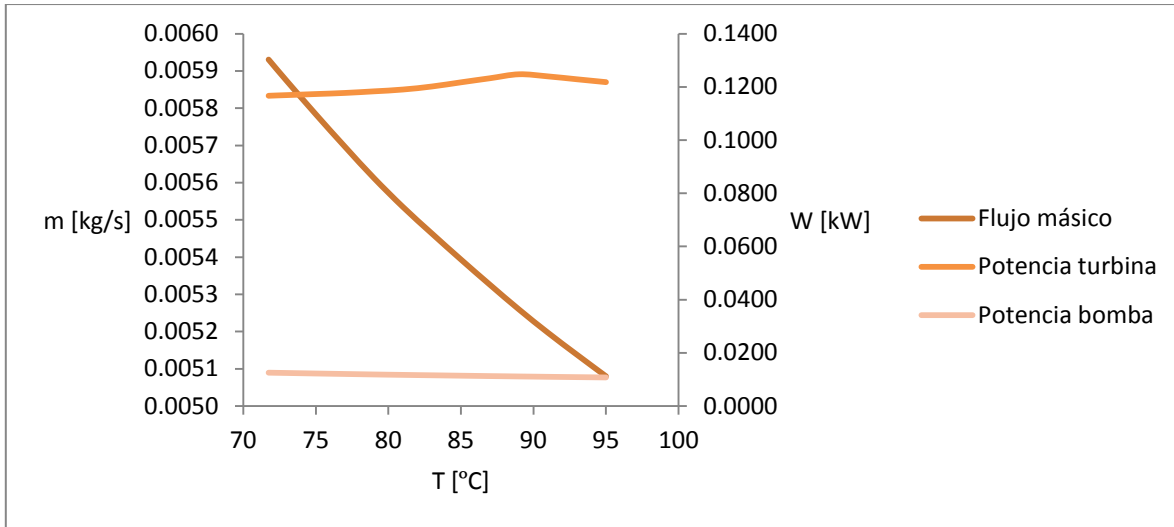


Figura 4.9 Comportamiento del flujo másico, potencia de turbina y potencia consumida por la bomba con respecto a la temperatura a la entrada de la turbina a la presión especificada con los datos actuales de biogás

Posteriormente se realizaron los cálculos para determinar la eficiencia según la segunda ley que se muestran en la Tabla 4.8, donde se pueden observar los valores de exergía destruida en cada dispositivo. En la Figura 4.10 se muestra que a cualquier temperatura a la entrada a la turbina, el equipo que presenta la mayor destrucción de exergía es la caldera con un 57% del total. También se puede notar que al aumentar la temperatura de la fuente, la eficiencia comienza a disminuir. Los resultados anteriores fueron obtenidos empleando los datos de generación actual de biogás ($6.10 \text{ m}^3/\text{día}$ aportando 1.141 kJ/s).

Sin embargo, ECOPUMA (2011) reporta datos acerca de la cantidad de residuos orgánicos generados en CU, la cual asciende a 3.552 toneladas por día. La cantidad de biogás obtenido como resultado del proceso de degradación anaerobia es de $6.10 \text{ m}^3/\text{día}$ por cada 40.46 kg/día de RSO (Juárez, 2010). Por consiguiente, del total de RSO generados en CU pueden obtenerse $535.509 \text{ m}^3/\text{día}$ de biogás, lo que equivale a $299.885 \text{ m}^3/\text{día}$ de CH_4 . Empleando la ecuación 4.2 obtenemos un aporte de calor de $10,705,904.8 \text{ kJ/día}$, equivalente a 123.911 kW . Los resultados del análisis con los datos de generación de RSO en CU se muestran en la Tabla 4.9. En la Figura 4.11 se encuentra el

comportamiento de los parámetros, que tienen el mismo comportamiento que para el análisis con los datos actuales cambiando únicamente los valores de estos, los cuales aumentan considerablemente.

Tabla 4.8 Exergía destruida en cada dispositivo y la eficiencia de segunda ley a su respectiva temperatura empleando el biogás

T_3 [°C]	I_{bomba} [kW]	$I_{caldera}$ [kW]	$I_{turbina}$ [kW]	I_{cond} [kW]	η_{exg}
71.74	0.0122	0.0174	0.0202	0.0173	0.6081
73.00	0.0120	0.0206	0.0203	0.0173	0.5980
75.00	0.0119	0.0257	0.0205	0.0171	0.5828
77.00	0.0117	0.0308	0.0208	0.0168	0.5688
79.00	0.0115	0.0357	0.0210	0.0165	0.5567
81.00	0.0114	0.0406	0.0224	0.0150	0.5458
83.00	0.0112	0.0452	0.0232	0.0137	0.5379
85.00	0.0111	0.0498	0.0235	0.0124	0.5326
87.00	0.0109	0.0544	0.0213	0.0137	0.5275
89.00	0.0108	0.0589	0.0186	0.0155	0.5225
91.00	0.0107	0.0633	0.0179	0.0177	0.5077
93.00	0.0105	0.0675	0.0178	0.0197	0.4922
95.00	0.0104	0.0716	0.0177	0.0217	0.4776

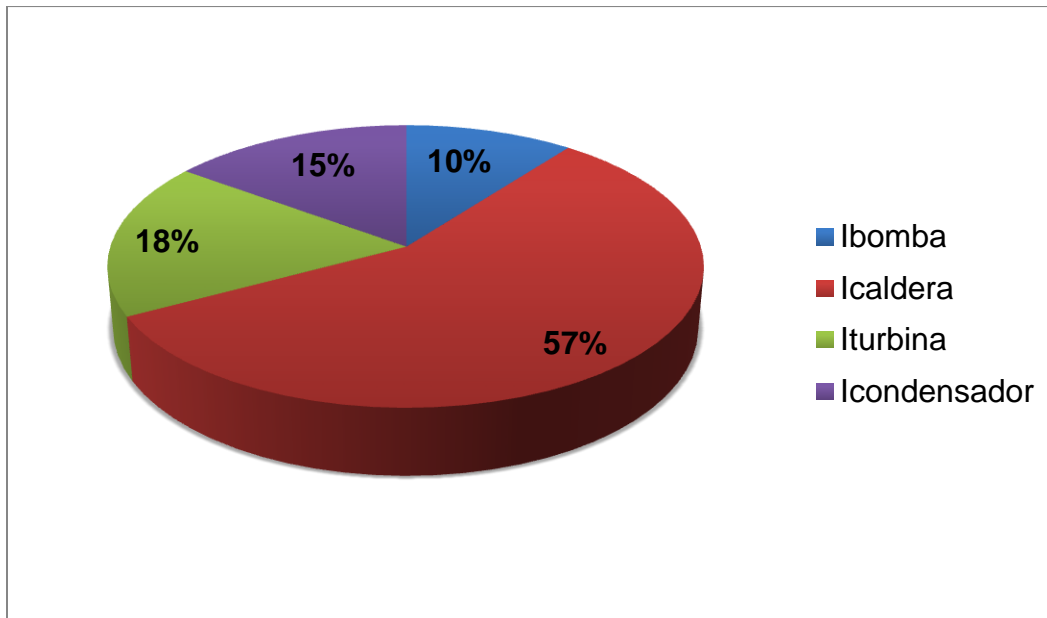


Figura 4.10 Exergía destruida en los diferentes equipos

Tabla 4.9 Eficiencia, flujo másico, potencia de la turbina y bomba, utilizando el biogás obtenido de los RSO generados en CU

T_3 [°C]	η_t [%]	m [kg/s]	W_t [kW]	W_b [kW]
71.74	9.1228	0.6440	12.6689	1.3648
73.00	9.1558	0.6377	12.6965	1.3515
75.00	9.2069	0.6280	12.7393	1.3309
77.00	9.2593	0.6186	12.7842	1.3109
79.00	9.3277	0.6094	12.8496	1.2916
81.00	9.4015	0.6010	12.9232	1.2737
83.00	9.5151	0.5932	13.0475	1.2572
85.00	9.6656	0.5857	13.2180	1.2412
87.00	9.8124	0.5783	13.3842	1.2256
89.00	9.9554	0.5711	13.5462	1.2103
91.00	9.8980	0.5643	13.4606	1.1959
93.00	9.8131	0.5579	13.3418	1.1823
95.00	9.7301	0.5516	13.2257	1.1690

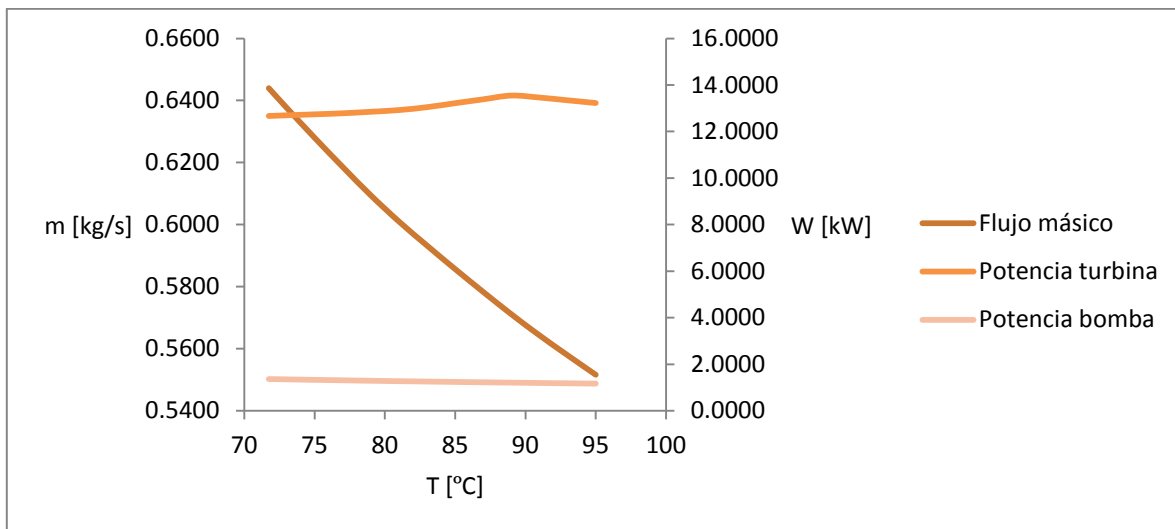


Figura 4.11 Comportamiento del flujo másico, potencia de turbina y potencia consumida por la bomba con respecto a la temperatura a la entrada de la turbina a la presión especificada con los RSO generados en CU

Se calculó la destrucción de exergía para el caso propuesto en los diferentes equipos, mismos que se muestran a continuación en la Tabla 4.10. Si se considerara que el tiempo de operación del CRO es de 260 días por año, como los

propone Juárez (2012) debido a que es el número de días que el restaurante de donde provienen los residuos sólidos orgánicos se encuentra en funcionamiento, la cantidad de energía generada sería de 708.901 kWh para el estado actual, y para el caso propuesto, este valor llegaría a ser de 76,975.688 kWh, considerando la máxima eficiencia térmica, es decir, la máxima potencia de salida en la turbina.

Los valores de la potencia en la bomba, turbina y neta a la máxima eficiencia térmica tanto para la generación actual de biogás como para el caso propuesto se encuentran en la Tabla 4.11. La Figura 4.12 muestra que la energía que puede ser generada en el caso propuesto es hasta 10 veces mayor que en el estado actual, rebasando los 13 kW de potencia generada en la turbina, y superior a los 12 kW de potencia neta generada.

Tabla 4.10 Exergía destruida en cada dispositivo y la eficiencia de segunda ley, utilizando el biogás obtenido de los RSO generados en CU

T_3 [°C]	I_{bomba} [kW]	$I_{caldera}$ [kW]	$I_{turbina}$ [kW]	I_{cond} [kW]	η_{exg}
71.74	1.3211	1.8873	2.1984	1.8780	0.6081
73.00	1.3083	2.2385	2.2032	1.8773	0.5980
75.00	1.2883	2.7916	2.2269	1.8600	0.5828
77.00	1.2690	3.3393	2.2614	1.8282	0.5688
79.00	1.2503	3.8816	2.2826	1.7878	0.5567
81.00	1.2330	4.4053	2.4287	1.6264	0.5458
83.00	1.2170	4.9108	2.5178	1.4829	0.5379
85.00	1.2015	5.4116	2.5507	1.3478	0.5326
87.00	1.1864	5.9078	2.3132	1.4856	0.5275
89.00	1.1716	6.3995	2.0158	1.6858	0.5225
91.00	1.1577	6.8722	1.9468	1.9181	0.5077
93.00	1.1445	7.3264	1.9296	2.1443	0.4922
95.00	1.1317	7.7767	1.9216	2.3567	0.4776

Tabla 4.11 Potencias en la bomba, turbina y neta a la máxima eficiencia térmica para el digestor

	W_t [kW]	W_b [kW]	W_n [kW]
Estado actual	0.1248	0.0111	0.1137
RSO en CU	13.5462	1.2103	12.3359

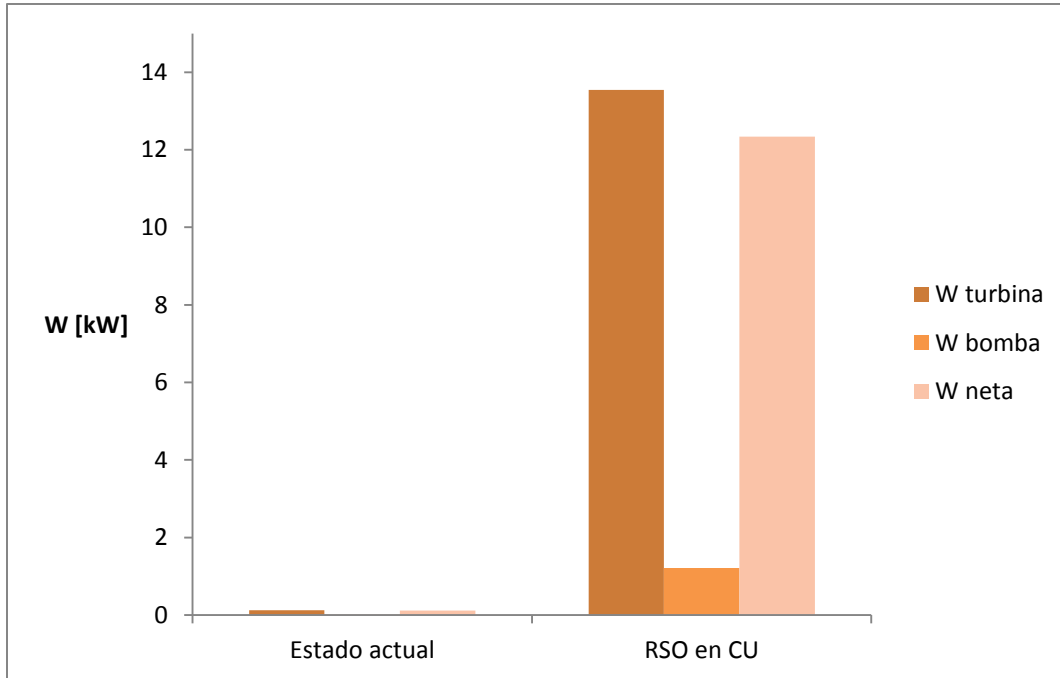


Figura 4.12 Potencia de la turbina, bomba y neta a la máxima eficiencia térmica usando el biogás

4.3.1 Gasificador

Las condiciones establecidas anteriormente han sido aplicadas de igual manera en el análisis para el gasificador, con la única diferencia en el valor de energía en forma de calor suministrada mediante la quema del gas de síntesis. El calor transmitido es mayor que para el digestor en el estado actual, con un valor de 8.144 kJ/s. Al utilizar las mismas condiciones de operación las propiedades en los estados del proceso no cambian, así como la eficiencia térmica. En cambio, los datos que sí muestran una variación son el flujo másico manejado en el ciclo, además de la potencia generada en la turbina y consumida en la bomba, cuyos

valores se observan en la Tabla 4.12. Estos parámetros tienen el mismo comportamiento con respecto a la temperatura a la entrada a la turbina que en el caso del digesor. En la Figura 4.13 se puede ver que el comportamiento de los diferentes parámetros es similar al caso del digesor.

Tabla 4.12 Eficiencia, flujo másico, potencia de salida y consumida a la respectiva temperatura a la entrada a la turbina utilizando el gas de síntesis

T_3 [°C]	η_t [%]	m [kg/s]	W_t [kW]	W_b [kW]
71.74	9.1228	0.0423	0.8327	0.0897
73.00	9.1558	0.0419	0.8345	0.0888
75.00	9.2069	0.0413	0.8373	0.0875
77.00	9.2593	0.0407	0.8402	0.0862
79.00	9.3277	0.0401	0.8445	0.0849
81.00	9.4015	0.0395	0.8494	0.0837
83.00	9.5151	0.0390	0.8575	0.0826
85.00	9.6656	0.0385	0.8687	0.0816
87.00	9.8124	0.0380	0.8797	0.0806
89.00	9.9554	0.0375	0.8903	0.0795
91.00	9.8980	0.0371	0.8847	0.0786
93.00	9.8131	0.0367	0.8769	0.0777
95.00	9.7301	0.0363	0.8693	0.0768

Con respecto al análisis de la eficiencia según la segunda ley, esta eficiencia resulta ser la misma porque sólo es función de las propiedades en cada uno de los estados del proceso y no de la cantidad de calor suministrado al fluido de trabajo. La eficiencia según la segunda ley y la exergía destruida en los equipos se encuentran la Tabla 4.13. El primer análisis del ciclo Rankine empleando el gas proveniente del proceso de gasificación se realizó con los datos actuales (0.00138 m³/s aportando 8.144 kJ/s).

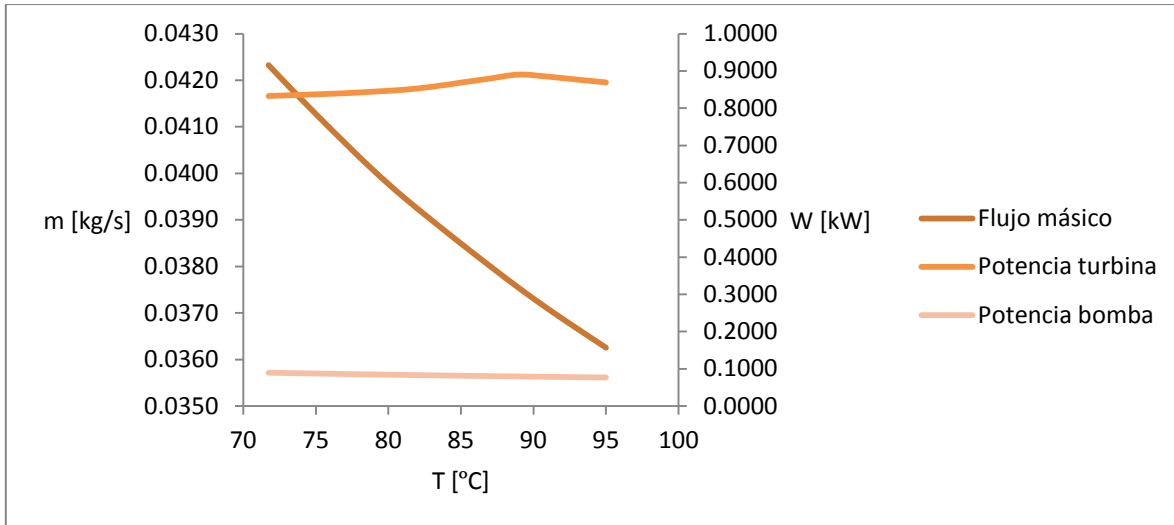


Figura 4.13 Comportamiento del flujo másico, potencia de turbina y potencia consumida por la bomba con respecto a la temperatura a la entrada de la turbina a la presión especificada con los datos actuales de gas de síntesis

Con respecto al análisis de la eficiencia según la segunda ley, esta eficiencia resulta ser la misma porque sólo es función de las propiedades en cada uno de los estados del proceso y no de la cantidad de calor suministrado al fluido de trabajo. La eficiencia según la segunda ley y la exergía destruida en los equipos se encuentran en la Tabla 4.13. El primer análisis del ciclo Rankine empleando el gas proveniente del proceso de gasificación se realizó con los datos actuales ($0.00138 \text{ m}^3/\text{s}$ aportando 8.144 kJ/s).

De acuerdo con la información mostrada por ECOPUMA (2011) acerca de la planta de composta que se encuentra en CU, el material proveniente de la poda y de la jardinería, así como de desechos de puestos de comida y restaurantes es aproximadamente de 318 m^3 por semana. Contemplando al menos la mitad de esos desechos con un peso promedio de 77.73 kg por metro cúbico, 0.0204 kg/s de residuos pueden ser procesados, de los cuales pueden obtenerse $0.0408 \text{ m}^3/\text{s}$ de gas de síntesis. Se calculó con la ecuación 4.3 que el gas es capaz de aportar un total 241.180 kW . Los resultados de este nuevo análisis se muestran a continuación en la Tabla 4.14. En la Figura 4.14 se observa que para este nuevo

caso, los parámetros muestran un comportamiento al ya presentado. Además, los resultados del análisis exergético se encuentran en la Tabla 4.15.

Tabla 4.13 Exergía destruida en cada dispositivo y la eficiencia de segunda ley a su respectiva temperatura utilizando el gas de síntesis

T_3 [°C]	I_{bomba} [kW]	$I_{caldera}$ [kW]	$I_{turbina}$ [kW]	I_{cond} [kW]	η_{exg}
71.74	0.0633	0.1476	0.1445	0.1234	0.6081
73.00	0.0627	0.1704	0.1448	0.1234	0.5980
75.00	0.0617	0.2064	0.1464	0.1222	0.5828
77.00	0.0608	0.2421	0.1486	0.1202	0.5688
79.00	0.0599	0.2774	0.1500	0.1175	0.5567
81.00	0.0591	0.3115	0.1596	0.1069	0.5458
83.00	0.0583	0.3445	0.1655	0.0975	0.5379
85.00	0.0575	0.3771	0.1676	0.0886	0.5326
87.00	0.0568	0.4094	0.1520	0.0976	0.5275
89.00	0.0561	0.4415	0.1325	0.1108	0.5225
91.00	0.0555	0.4723	0.1280	0.1261	0.5077
93.00	0.0548	0.5019	0.1268	0.1409	0.4922
95.00	0.0542	0.5313	0.1263	0.1549	0.4776

Tabla 4.14 Eficiencia, flujo másico, potencia de la turbina y bomba utilizando el gas de síntesis obtenido de los residuos de jardinería de CU

T_3 [°C]	η_t [%]	m [kg/s]	W_t [kW]	W_b [kW]
71.74	9.1228	1.2534	24.6588	2.6564
73.00	9.1558	1.2412	24.7126	2.6305
75.00	9.2069	1.2223	24.7958	2.5905
77.00	9.2593	1.2040	24.8832	2.5516
79.00	9.3277	1.1862	25.0105	2.5139
81.00	9.4015	1.1698	25.1537	2.4791
83.00	9.5151	1.1547	25.3958	2.4471
85.00	9.6656	1.1400	25.7275	2.4159
87.00	9.8124	1.1256	26.0509	2.3855
89.00	9.9554	1.1116	26.3663	2.3558
91.00	9.8980	1.0984	26.1997	2.3278
93.00	9.8131	1.0859	25.9685	2.3013
95.00	9.7301	1.0737	25.7425	2.2754

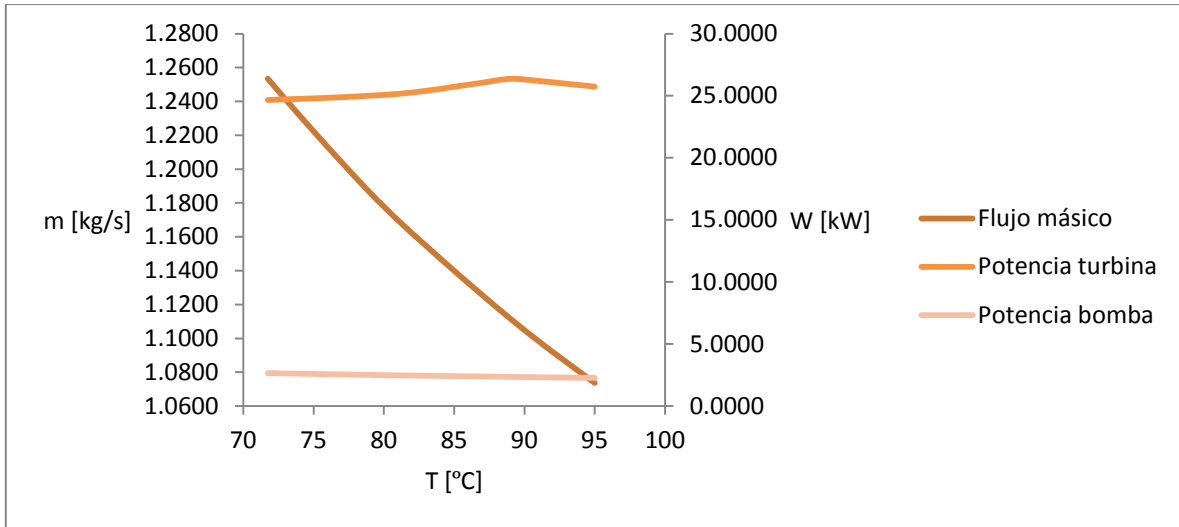


Figura 4.14 Comportamiento del flujo másico, potencia de turbina y potencia consumida por la bomba con respecto a la temperatura a la entrada de la turbina a la presión especificada con los residuos de jardinería de CU

Tabla 4.15 Exergía destruida en cada dispositivo y la eficiencia de segunda ley, utilizando el gas de síntesis obtenido de los residuos de jardinería de CU

T_3 [°C]	I_{bomba} [kW]	$I_{caldera}$ [kW]	$I_{turbina}$ [kW]	I_{cond} [kW]	η_{exg}
71.74	2.5714	3.6734	4.2790	3.6553	0.6081
73.00	2.5464	4.3571	4.2883	3.6540	0.5980
75.00	2.5076	5.4336	4.3345	3.6202	0.5828
77.00	2.4700	6.4996	4.4016	3.5584	0.5688
79.00	2.4335	7.5552	4.4428	3.4798	0.5567
81.00	2.3998	8.5745	4.7273	3.1656	0.5458
83.00	2.3688	9.5583	4.9006	2.8864	0.5379
85.00	2.3386	10.5332	4.9646	2.6234	0.5326
87.00	2.3092	11.4990	4.5025	2.8915	0.5275
89.00	2.2805	12.4561	3.9235	3.2813	0.5225
91.00	2.2533	13.3761	3.7893	3.7333	0.5077
93.00	2.2277	14.2601	3.7559	4.1737	0.4922
95.00	2.2027	15.1365	3.7403	4.5871	0.4776

Para la T_3 en la que se da la mayor eficiencia térmica se muestran las potencias de la bomba, la turbina y la potencia neta en la Tabla 4.16. Además, estos resultados se ilustran en la Figura 4.15. Si el CRO tuviera un tiempo de operación de 260 días durante las 24 horas, para el estado actual del gasificador la energía generada sería de 5,059.198 kWh, mientras que para el caso propuesto, sería de 149.825 MWh.

Tabla 4.16 Potencias en la bomba, turbina y neta a la máxima eficiencia térmica para el gasificador

	W_t [kW]	W_b [kW]	W_n [kW]
Estado actual	0.8903	0.0795	0.8107
Residuos de jardinería en CU	26.3663	2.3558	24.0105

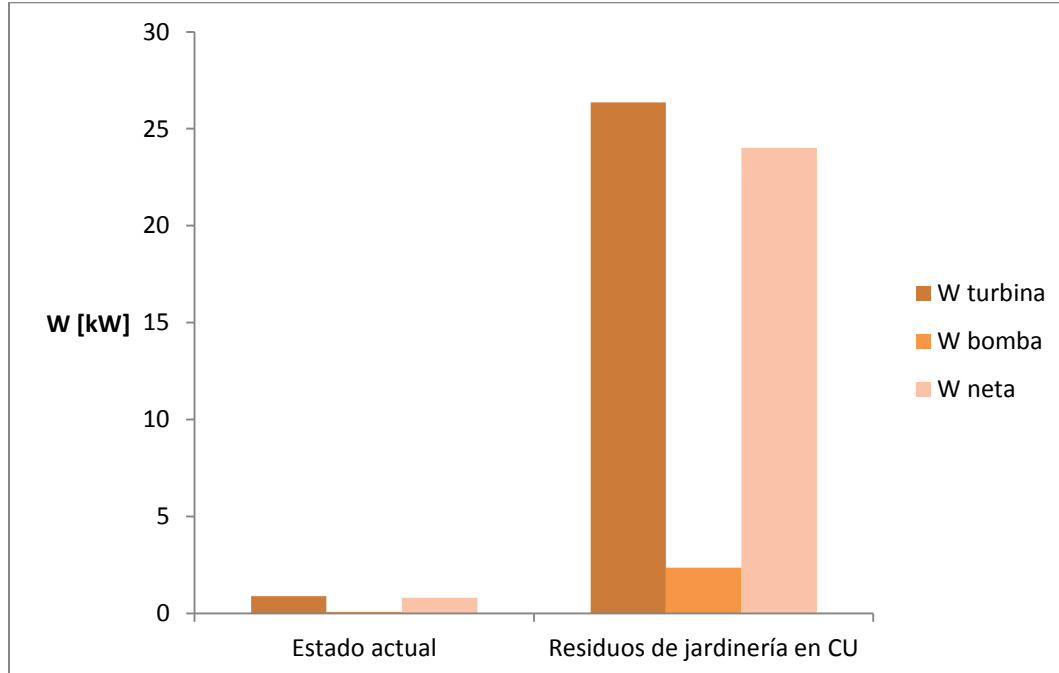


Figura 4.15 Potencia de la turbina, bomba y neta a la máxima eficiencia térmica usando el gas de síntesis

4.4 Análisis ambiental

Los contaminantes generados en las centrales eléctricas que usan combustibles fósiles representan una gran parte un gran problema porque todos los combustibles fósiles tienen carbono, elemento que produce CO₂ cuando se quema en presencia de oxígeno. Para reducir estas emisiones y la acumulación de gases de efecto invernadero en la atmósfera es necesario una combinación de estrategias: Mayor uso de plantas generadoras que no emitan CO₂ y mayor uso de tecnologías de mayor eficiencia y menor emisión de CO₂ (Miller y Van, 2004).

Los principales contaminantes primarios de preocupación producidos por las centrales eléctricas que usan combustibles fósiles incluyen CO₂, SO₂, NO_x y mercurio. En el año 2002 la contribución porcentual al total de la generación de contaminantes por parte del sector de generación de electricidad en México se muestra en la Tabla 4.17. Miller y Van (2004) muestran el total de gases contaminante liberado para aquellas plantas que cuentan con información sobre emisiones, el número de plantas en cuestión, la producción de electricidad notificada y el índice de emisión colectiva de la plantas que usan combustibles fósiles que fueron incluida en el análisis en México, información que se encuentra en la Tabla 4.18.

Tabla 4.17 Contribución porcentual del sector de generación de electricidad al total de emisiones nacionales (Miller y Van, 2004)

Contaminantes	Contribución porcentual
Dióxido de azufre (SO ₂)	55%
Óxidos de nitrógeno (NO _x)	27%
Dióxido de carbono (CO ₂)	30%

Tabla 4.18 Emisiones de las centrales eléctricas analizadas (Elaborado a partir de Miller y Van, 2004)

Contaminante	Total de emisiones anuales	Número de plantas incluidas	Producción total de electricidad (GWh)	Índice Tasa de emisión colectiva
SO ₂	1.6 millones de toneladas eq.	82	0.137 millón	11.35 kg/MWh
NO _x	0.25 millones de toneladas eq.	82	0.137 millón	1.83 kg/MWh
CO ₂	94 millones de toneladas eq.	82	0.137 millón	688 kg/MWh

Se ha calculado la cantidad de emisiones liberadas a la atmósfera si la energía generada mediante el CRO usando el gas de síntesis y el biogás fuera generada por alguna central eléctrica que usa combustibles fósiles, tomando el índice de tasa de emisión colectiva mostrado anteriormente y los tres principales potenciales de impacto, el PCG, el PA y el PFOF. Estos valores se encuentran en la Tabla 4.19. Al quemar el gas de síntesis y el biogás se liberan diversos gases contaminantes, lo cuales se mencionan en la Tabla 4.20.

Tabla 4.19 Emisiones anuales de las centrales eléctricas para sustituir el CRO

Aplicación	Energía generada por año [MWh/año]	CO ₂ liberado (toneladas eq./año)	SO ₂ liberado (toneladas eq./año)	C ₂ H ₄ liberado (toneladas eq./año)
Gasificador estado actual	5.0592	3.4807	0.0380	0.0003
Digestor estado actual	0.7089	0.4877	0.0053	0.0000
Gasificador caso propuesto	149.8256	103.0800	1.1244	0.0077
Digestor caso propuesto	76.9757	52.9593	0.5777	0.0039

Tabla 4.20 Gases contaminantes liberados al quemar el gas de síntesis y biogás
(Elaborado a partir de Hower y Chianese, 2012 y Dion y col., 2013)

Gas de síntesis		Biogás			
CO (ppm)	NO _x (ppm)	CO (kg/MMkJ)	NO _x (kg/MMkJ)	COV (kg/MMkJ)	SO _x (kg/MMkJ)
8.8	23.6	0.0355	0.3343	0.0121	0.0135

Como ya se había mencionado, el CO₂ liberado cuando la biomasa es quemada se considera que no se añade a la atmósfera porque las plantas previamente lo habrían absorbido para realizar el proceso de fotosíntesis. De esta manera se contribuye a la disminución en la generación de GEI. Es así que la cantidad de gases contaminantes emitidos al quemar el gas de síntesis o el biogás corresponden solamente a la cantidad equivalente de SO₂ y C₂H₄ (Tabla 4.21). Además, los residuos captados normalmente se acumulan en grandes cantidades en los llamados tiraderos a cielo abierto o en rellenos sanitarios, lugares en donde su degradación natural se produce CH₄. El metano es uno de los dos principales gases de efecto invernadero de larga permanencia que inducen el cambio climático en la tierra con un potencial de calentamiento mundial de 21 veces el del CO₂ (Juárez, 2012), por esto, representa un mayor riesgo para el medio ambiente.

Tabla 4.21 Gases contaminantes liberados al quemar el gas de síntesis y el biogás en el CRO

	SO ₂ liberado (toneladas eq./año)	C ₂ H ₄ liberado (toneladas eq./año)
Gasificador estado actual	0.0004	0.0000
Digestor estado actual	0.0169	0.0006
Gasificador caso propuesto	0.0108	0.0003
Digestor caso propuesto	1.8385	0.0648

La generación de energía mediante el uso del CRO empleando el R134a como fluido de trabajo bajo las condiciones de operación establecidas, la temperatura del fluido a la entrada de la turbina más adecuada resultó ser de 89 °C. A esa temperatura se presenta el mayor rendimiento térmico y por lo tanto, la mayor potencia de salida en la turbina. La curva de eficiencia térmica tiene un comportamiento en el que a medida que aumenta la T_3 , la eficiencia también lo hace hasta alcanzar un valor máximo para después disminuir conforme la temperatura sigue aumentando.

Al contrario de la eficiencia térmica, al aumentar la T_3 , la eficiencia según la segunda ley disminuye gradualmente, aunque conserva valores mayores al 50% debido a que la eficiencia de Carnot no es demasiado elevada. La temperatura de la fuente es considerablemente baja comparadas con las temperaturas que se manejan en ciclos de potencia usando vapor de agua, donde el objetivo principal es incrementar tanto la temperatura como sea posible. La energía que puede ser producida con el CRO durante un año (260 días) se muestra en la Tabla 4.22 correspondiente a ambos casos tanto para el gasificador como para el digestor.

Tabla 4.22 Energía generada con el CRO para ambos equipos, el gasificador y el digestor

	W_n [kW]	E [MWh/año]
Gasificador estado actual	0.8107	5.0591
Digestor estado actual	0.1136	0.7089
Gasificador caso propuesto	24.0105	149.8256
Digestor caso propuesto	12.3358	76.9756

Es claro que resulta mucho más atractiva para ambos dispositivos, el gasificador y el digestor, el caso propuesto, donde se consideran mayores cantidades de residuos orgánicos que pueden ser procesados para la producción de gas de síntesis y biogás. Esto significaría una mayor contribución de energía en forma de

calor al quemar estos combustibles. A pesar de esto, para procesar tales cantidades de residuos orgánicos se necesitaría de equipos de gasificación y degradación más grandes. Lo mismo sucede para los equipos que conforman el CRO, es decir, para generar mayor energía eléctrica se requeriría de un mayor flujo másico del fluido de trabajo.

Los resultados muestran que el uso del CRO utilizando el gas de síntesis disminuiría la liberación de contaminantes comparados con los que una central eléctrica que usa combustibles fósiles generaría para producir la misma cantidad de energía que el CRO. Al comparar la cantidad de contaminantes que serían emitidos si se empleara ya sea el digestor o el gasificador, se puede notar que la cantidad de contaminantes emitidos al quemar el gas de síntesis es menor que si se utilizara el biogás como combustible. Aunado a esto, la cantidad de energía provista por el CRO utilizando el gas de síntesis es mayor que al utilizar biogás.

Un aspecto muy importante es que al usar tanto el gas de síntesis o el biogás se considera que no libera CO_2 a la atmósfera al considerarse combustibles neutros, lo cual no pasa con una central eléctrica convencional que usa combustibles fósiles. Un resumen de los resultados obtenidos del análisis energético y ambiental se muestra a continuación en la Tabla 4.23.

Tabla 4.23 Resumen de resultados del análisis energético y ambiental del CRO usando el biogás y el gas de síntesis

	W_n [kW]	E [MWh/año]	Emisiones anuales de una central eléctrica convencional			Emisiones anuales del CRO	
			CO₂ liberado (toneladas eq./año)	SO₂ liberado (toneladas eq./año)	C₂H₄ liberado (toneladas eq./año)	SO₂ liberado (toneladas eq./año)	C₂H₄ liberado (toneladas eq./año)
Gasificador estado actual	0.8107	5.0591	3.4807	0.0380	0.0003	0.0004	0.0000
Digestor estado actual	0.1136	0.7089	0.4877	0.0053	0.0000	0.0169	0.0006
Gasificador caso propuesto	24.0105	149.8256	103.0800	1.1244	0.0077	0.0108	0.0003
Digestor caso propuesto	12.3358	76.9756	52.9593	0.5777	0.0039	1.8385	0.0648

4.5 Discusión de los resultados

El estudio de una instalación de un CRO en conjunto con un motor de combustión interna (MCI) e instalaciones para la degradación aerobia y anaerobia de RSO fue realizado por Di Maria y Catale (2015). Los resultados indican que la energía generada por el motor alimentado con el biogás producido fue de 1,090 kW. Además, si el CRO fuera alimentado sólo con el calor disipado de la degradación aerobia, este generaría 18 kW adicionales. El total de residuos procesados fue de 25,000 toneladas por año. Si consideramos los 365 días del año y las 24 horas diarias, esto equivale a 388.243 kWh/tonelada.

La cantidad de residuos utilizados en digestor con datos actuales es de 40.46 kg/día, igual a 14.7679 toneladas/año, en el digestor, la generación de residuos orgánicos en CU es de 3.552 toneladas/día, equivalente a 1,296.451 toneladas/año. En el gasificador con la generación actual, se producen 0.0069 kg/s, igual a 21.759 toneladas/año, y en la cantidad de residuos recibidos en la planta de composta como producto de la poda de árboles y de la jardinería es de 12,359.07 kg/semana, equivalente a 644.437 toneladas/año. Una comparación entre la cantidad de kWh/tonelada generados mediante el motor de combustión interna en conjunto con el CRO, y los equipos analizados en este trabajo se muestran en la Tabla 4.24. Podemos ver que para el gasificador el indicador kWh/tonelada es muy similar al del motor de combustión interna en conjunto con el CRO. Esto significa que el aprovechamiento de los RSU es muy similar para ambos dispositivos a pesar de la diferencia de la generación de energía.

A pesar de que el motor de combustión interna en conjunto con el CRO generan un mayor potencia, el CRO por sí sólo, únicamente aporta 18 kW al total, ya que su fuente de energía es el calor residual proveniente del proceso de degradación, y no directamente del calor generado al quemar el biogás y el gas de síntesis como se considera en el presente trabajo. Además, el MCI usa una mayor cantidad de residuos (25,000 toneladas/año), un valor mucho mayor que las cantidades con las que se analizaron tanto el gasificador como el digestor.

Tabla 4.24 Comparación de los resultados actuales con el análisis de uso de un CRO en conjunto con un motor de combustión interna

	W_n [kW]	Tonelada/año	kWh/tonelada
Gasificador estado actual (Este trabajo)	0.8107	21.7598	326.3965
Digestor estado actual (Este trabajo)	0.1136	14.7679	67.3885
Gasificador caso propuesto (Este trabajo)	24.0105	644.4372	326.3965
Digestor caso propuesto (Este trabajo)	12.3358	1296.4508	83.3521
MCI/CRO (Di Maria y Catale, 2015)	1108	25000	388.2432

Capítulo V. CONCLUSIONES

Con base en los resultados, desde el punto de vista técnico es posible instalar un CRO debido a que la cantidad de energía que puede ser aprovechada en los casos propuestos, la cual es lo suficientemente grande de acuerdo con Schuster y col. (2009), quien menciona que actualmente el CRO puede ser caracterizado como la única tecnología probada que es comúnmente usada en rangos desde pocos kW hasta valores superiores a 1 MW. Si bien la eficiencia de estos sistemas es baja, las condiciones de temperatura y presión también lo son. Esto permite reducir los costos de equipos así como de mantenimiento. Un aspecto que restringe en gran medida la implementación de un CRO es la capacidad de los equipos de generación de energía eléctrica a partir de biogás, las cuales rebasan los 15 kW (Juárez, 2012), por lo que solamente el CRO en conjunto con el gasificador para el caso propuesto cumple con este requerimiento.

La selección del fluido de trabajo es sumamente importante siendo este el que determina en mayor medida las condiciones de operación, además de encontrarse estrechamente relacionado con las características de la fuente de calor. El refrigerante R134a fue elegido para analizar el rendimiento del ciclo por sus características que lo convierten en un fluido adecuado para fuentes de energía de baja temperatura. El ser el refrigerante R134a un fluido “isoentrópico”, es decir, el inverso de la pendiente de la curva de saturación es aproximadamente cero, tiene ventajas en comparación con un fluido “húmedo” o demasiado “seco”. Un fluido húmedo requiere de sobrecalentamiento para alcanzar mayores valores de eficiencia térmica, mientras que para un fluido seco se disminuye el límite de la máxima temperatura en el ciclo, puesto que al aumentar esta temperatura el vapor expandido cae en la zona de vapor sobrecalentado a la presión mínima del ciclo, incrementando el calor cedido al sumidero de baja temperatura. Esto convierte al R134a en un excelente candidato para su aplicación en el ciclo Rankine.

La temperatura a la entrada a la turbina juega un papel importante porque afecta directamente a la eficiencia térmica, la cual comienza a disminuir a medida que

esta temperatura sobrepasa los 89 °C, lo que comprueba el hecho de que para los fluidos secos e isoentrópicos no es conveniente el sobrecalentamiento.

La relación entre la energía generada y los contaminantes liberados a la atmósfera resulta atractiva. Por un lado se puede obtener energía de los desechos, de los cuales en primera instancia no tienen ya utilidad, y por otra parte la cantidad de CO₂ generado globalmente no afecta al medio ambiente. Los gases restantes emitidos si tienen un impacto ambiental y a la salud, sin embargo para el caso del gasificador, es menor que el generado por las grandes centrales eléctricas que actualmente satisfacen la mayor parte de la demanda de energía eléctrica. Por lo tanto es más factible técnicamente y ambientalmente el uso del CRO y el gasificador.

Además de esto, el uso de biomasa en el CRO para generar energía disminuye la dependencia externa del abastecimiento de combustibles. Se generarían empleos tanto en las zonas urbanas como en las rurales, produciendo abonos de alta calidad útiles para uso en los cultivos.

REFERENCIAS

Aguilar Q., Armijo C., Taboada P. 2009. El potencial energético de los residuos sólidos municipales. *Revista Académica de la FI-UADY*. 13(1):59-62.

ASHRAE. 2009. ASHRAE Handbook: Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

Basu, P. 2010. Biomass gasification and pirolisis: Practical design and theory. Elsevier. Oxford, Inglaterra.

Bordas, A. y Elías, C. 2011. Energía, agua, medioambiente territorialidad y sostenibilidad. Ediciones Díaz de Santos. Madrid, España.

Castells, X. 2005. Tratamiento y valorización energética de residuos. Ediciones Diez Santos, S.A. Madrid, España.

Castro, S. 2015. Instalación y arranque de un prototipo de gasificación. Tesis de Licenciatura de Ingeniería Mecánica. Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México. Ciudad Universitaria, D.F., México.

Cengel, Y. y Boles, M. Termodinámica. 2012. McGraw-Hill. México, D.F., México.

Chen, H., Goswami, D., Stefakanos, E. 2010. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversión of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 14: 3059-3067.

Costa, A. 2013. Biomasa y biocombustibles. AVM Ediciones. Madrid, España.

Dai, Y., Wang, J., Gao, L. 2009. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy Conversión and Management*. 50:576-582.

Di Maria, F. y Micale, C. 2015. The contribution to energy production of the aerobic bioconversion of organic waste by an organic Rankine cycle in an integrated anaerobiceaerobic facility. *Renewable Energy*. 81: 770-778.

Dion, L., Lefsrud, M., Valérie, O., Cimon, C. 2013. CO2 enrichment from biomass. **Bioresources**. 8:1520-1538.

Durán, A. 2014. Fundamentos de Digestión de Anaerobia de Residuos Sólidos Orgánicos Urbanos. Editores e Impresores FOC. México, D.F. México.

Forbus, K., Whalley, P., Everett, J., Ureel, L., Brokowski, M., Baher, J., Kuehne, S. 1999. CyclePad: An articulate virtual laboratory for engineering thermodynamics. **Artificial Intelligence**. 114: 297-347.

Forster, C. 2005. Digestión anaeróbica termofílica seca de Residuos Sólidos Urbanos: Estudio de las variables del proceso de arranque y estabilización del bio-reactor. Tesis Doctoral. Facultad de Ciencias. Universidad de Cádiz. España.

Guía metodológica para la estimación de emisiones atmosféricas de fuentes fijas y móviles en el registro de emisiones y transferencia de contaminantes. 2009. Comisión Nacional del Medio Ambiente. Chile.

Grady, L., Daigger, G., Lim, H. 1999. Biological wastewater treatment, Editorial Marcel Dekker. EE.UU.

Hower, J. y Chianese, D. 2012. Digester Gas Combustion. ENVIRON. California, EE.UU.

IDAE, 2007. Biomasa: Gasificación. Publicación del Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. Madrid, España.

Jiménez, B. 2001. La Contaminación Ambiental en México. Causas, efectos y tecnología apropiada. Editorial Limusa. México.

Juárez, S. 2009. Producción de hidrógeno a partir de los residuos de C.U. como biocombustible del ECOVIA. Tesis de licenciatura. Ingeniería Eléctrica Electrónica. Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad Universitaria, D.F., México.

Juárez, S. 2012. Planeación, diseño e instalación de un prototipo para la conversión de desechos orgánicos a energía térmica. Tesis de Maestría, Maestría

en Energía – Economía de la energía. Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México. México, D.F., México.

León, E. y Martín, M. 2016. Optimal production of power in a combined cycle from manure based biogas. *Energy Conversion and Management*. 114:89-99.

Míguez, 2007. Procesos termoquímicos para la obtención de energía a partir de la fitomasa residual (combustión, gasificación, pirólisis). Publicado por Procesos bio. San Francisco California, EE. UU.

Miller, P. y Van, C. 2004. Emisiones atmosféricas de las centrales eléctricas en América del Norte. Montréal, Canadá.

Moran, M. y Shapiro, H. 2004. Fundamentos de termodinámica técnica. Editorial Reverté. Barcelona, España.

OCDE, 2013. Evaluaciones de la OCDE sobre el desempeño ambiental: México. Publicación de la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico. México.

Qiu, G. 2012. Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC. ***Renewable Energy***. 48: 565-570.

Sánchez, A. 2014. De Residuo a Recurso: El Camino hacia la Sostenibilidad. Madrid, España.

Schuster, A., Karellas, S., Kakaras, E., Spliethoff, H. 2009. Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications. ***Applied Thermal Engineering***. 29:1809-1817.

SEMARNAT e INE. 2006. Diagnóstico Básico para la Gestión Integral de Residuos. Publicación de la Secretaría del Medio Ambiente y Recursos Naturales y del Instituto Nacional de Ecología. México, D.F., México.

SEMARNAT. 2012. Diagnóstico Básico para la Prevención y Gestión Integral de Recursos. Publicación de la Secretaría del Medio Ambiente y Recursos Naturales. México, D.F. México.

SEMARNAT y CONAGUA. 2014. Situación del Subsector Agua Potable, Drenaje y Saneamiento. Publicación de la Secretaría del Medio Ambiente y Recursos Naturales y de la Comisión Nacional del Agua. México, D.F., México.

Tchanche, B., Papadakis, G., Lambrinos, G., Frangoudakis, A. 2009. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. ***Applied Thermal Energy***. 29:2468-2476.

Tchanche, B., Lambrinos, G., Frangoudakis, A., Papadakis, G. 2011. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications. ***Renewable and Sustainable Energy Reviews***. 15:3963-3979.

Tchobanoglous, G. 1994. Integrated Solid Waste Engineering Principles and Management Issues. McGraw-Hill. Nueva York, EE.UU.

Trapote, A. 2013. Depuración y regeneración de aguas residuales urbanas. Publicaciones de la Universidad de Alicante. España.

Uusitalo, A., Uusitalo, V., Grönman, A., Luoranen, M., Jaatine-Värri, A. 2016. Greenhouse gas reduction potential by producing electricity from biogas engine waste heat using organic Rankine cycle. ***Journal of Cleaner Production***. 1:1-7

Vélez, F., Segovia, J., Martín, M., Antolín, G., Chejne, F., Quijano, A. 2012. A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. ***Renewable and Sustainable Energy Reviews***. 16:4175-4189.