

**ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE UN CICLO RANKINE ORGÁNICO USANDO
BIOGÁS GENERADO POR DIGESTIÓN ANAEROBIA DE RESIDUOS DE COSECHA
DE BANANO**

DAVID ANDRES DELGADO MARTÍNEZ

**Proyecto integral de grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO**

Director

ERIC FABIEN NAVARRO ARQUEZ

MSc: Ingeniería

OSCAR CHAMARRAVI GUERRA

MSc: Ingeniería

**FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTA D.C**

2024

Nota de aceptación

Firma director

Firma jurado

Firma jurado

Bogotá D.C. Julio 2024

DIRECTIVOS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. MARIO POSADA GARCÍA PEÑA

Consejo Institucional

Dr. LUIS JAIME POSADA GARCÍA PEÑA

Vicerrectora Académica

Dra. MARÍA FERNANDA VEGA DE MENDOZA

Vicerrector Administrativo y Financiero

Dr. RAMIRO AUGUSTO FORERO CORZO

Vicerrectora de Investigaciones y Extensión

Dra. SUSAN MARGARITA BENAVIDES TRUJILLO

Secretario General

Dr. JOSÉ LUIS MASÍAS RODRÍGUEZ

Decana Facultad de Ingeniería

Dra. NALINY PATRICIA GUERRA PRIETO

Directora Programa

Dra. MARTA ANGELICA ACOSTA

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente, no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento, estos corresponden únicamente a los autores

TABLA DE CONTENIDO

	pág.
RESUMEN	13
INTRODUCCIÓN	15
OBJETIVOS	16
1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	17
1.1 Biomasa	17
<i>1.1.1 Clasificación de la biomasa</i>	17
<i>1.1.2 Características de la biomasa</i>	18
<i>1.1.3 Procesos de conversión energética de la biomasa</i>	18
<i>1.1.4 Residuos de cosecha de banano</i>	19
<i>1.1.5 Pretratamientos de la biomasa</i>	20
1.2 Digestión Anaeróbica	21
<i>1.2.1 Generalidades de la digestión anaeróbica</i>	21
<i>1.2.2 Parámetros y Condiciones de Operación</i>	23
<i>1.2.3 Panorama internacional y nacional</i>	23
<i>1.2.4 Aplicaciones actuales</i>	24
1.3. CICLO RANKINE	24
<i>1.3.1. Generalidades</i>	24
<i>1.3.2 Diagrama termodinámico</i>	25
<i>1.3.3. Balance de energía y eficiencia térmica</i>	26
<i>1.3.4 Análisis de exergía</i>	30
<i>1.3.5 Ciclo Rankine Orgánico</i>	30
<i>1.3.6 Aplicaciones actuales</i>	32
2. BIOMASA RESIDUOS DE COSECHA DE BANANO	34
2.1. Caracterización de la biomasa	34

2.2. Disposición de residuos de cosecha de banano en Colombia	36
3. DIGESTIÓN ANAERÓBICA DE LA BIOMASA	38
3.1. Potencial metanogénico de residuos de cosecha de banano	38
3.2. Balance cinético del proceso	39
3.3. Parámetros del proceso	40
3.4. Esquema del proceso	42
4. DISEÑO METODOLÓGICO DEL CICLO RANKINE ORGÁNICO	45
4.1 Esquema del proceso	45
4.2 Planteamiento del CRO a partir de DA de RCB.	46
4.3 Balance de energía	47
4.4 Balance de exergía	Error! Bookmark not defined.
4.5 Esquema del ciclo y consideraciones termodinámicas.	51
4.5.1 <i>Fluido de trabajo</i>	52
4.5.2 <i>Temperatura de condensación</i>	55
4.5.3 <i>Calor disponible</i>	55
4.5.4 <i>Presión en la caldera</i>	56
4.5.5 <i>Eficiencia isentrópica de la bomba</i>	56
4.5.6 <i>Eficiencia isentrópica de la turbina</i>	56
4.6 Análisis del ORC	57
4.6.1 <i>Flujo másico</i>	57
4.6.2 <i>Estado 1</i>	59
4.6.3 <i>Bomba (Proceso 1-2)</i>	60
4.6.4 <i>Estado 2</i>	60
4.6.5 <i>Estado 3</i>	60
4.6.6 <i>Estado 4i</i>	61
4.6.7 <i>Turbina</i>	61
4.6.8 <i>Sistema</i>	62

4.7 Análisis con variación de parámetros	63
4.7.1 Cálculos para el flujo másico	66
4.7.2 Cálculos para el condensador	67
4.7.3 Cálculos para la caldera	69
4.8 Evaluación exergética	69
5. ANÁLISIS DE RESULTADOS	74
5.1 Parámetros de flujo	74
5.1.2 Evaluación exergética	75
6. CONCLUSIONES	76
7. RECOMENDACIONES	79
REFERENCIAS	80
ANEXOS	86

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Efecto del pretratamiento en biomasa lignocelulosa	20
Figura 2. Esquema de un Ciclo Rankine	25
Figura 3. Diagrama T-s de un Ciclo Rankine Ideal	26
Figura 4. Comparación entre un Ciclo Rankine ideal y real	28
Figura 5. Diagrama T-s de un Ciclo Rankine orgánico usando refrigerante R245fa.	31
Figura 6. Comparativa de Ciclo Rankine y Ciclo Rankine Orgánico	32
Figura 7. Componentes de la planta de banano	34
Figura 8. Destino de los residuos de banano (a) pseudotallo y (b) raquis	36
Figura 9. Digestión Anaeróbica a distintas temperaturas.	41
Figura 10. Digestor discontinuo	43
Figura 11. Esquema de una planta generadora DA + CRO.	45
Figura 12. Esquema del Ciclo Rankine Orgánico	51
Figura 13. Diagrama T-s del refrigerante R245fa	53
Figura 14. Esquema del Ciclo Rankine Orgánico	58
Figura 15. Cálculos realizados para el Ciclo Rankine Orgánico	59
Figura 16. Propiedades para el estado 1	59
Figura 17. Propiedades para el Estado 3	61
Figura 18. código en EES pasa calcular el Estado 4	61

Figura 19. Balance de energía en la caldera	69
Figura 20. Curva de selección para bomba	71
Figura 21. Caldera FT	72
Figura 22. Turbina - generador	73
Figura 23. Diagrama T-s del CRO obtenido.	74
Figura 24. Exergía destruida en cada elemento del ciclo.	75
Figura 25. Eficiencia térmica del ciclo	76

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Características del biogás	22
Tabla 2. Potencial metanogénico de los principales compuestos orgánicos	23
Tabla 3. Composición bioquímica de las diferentes partes de los RCB.	35
Tabla 4. Potencial metanogénico de los RCB.	38
Tabla 5. Tipos de fermentación para la DA (Digestión Anaerobia).	41
Tabla 6. Balance de energía para el CRO.	47
Tabla 7. Estados del fluido	52
Tabla 8. Posibles fluidos de trabajo para Ciclo Rankine Orgánico	53
Tabla 9. Comparación entre biogás y gas natural	55
Tabla 10. Variables asumidas para el diseño inicial del ciclo	56
Tabla 11. Parámetros preliminares para el CRO.	63
Tabla 12. Parámetros de desempeño para el CRO preliminar.	63
Tabla 13. Iteraciones realizadas para P2.	64
Tabla 14. Entalpía y entropía para los ensayos realizados.	64
Tabla 15. Parámetros de flujo obtenidos para los ensayos	65
Tabla 16. Parámetros finales de desempeño	66
Tabla 17. Parámetros de flujo para el CRO final	67
Tabla 18. Exergía en los puntos del ciclo.	69

LISTA DE ABREVIACIONES

Símbolo

DA: Digestión anaerobia

CRO: Ciclo Rankine Orgánico

PBM: Potencial bioquímico de metano

RCB: Residuos de Cosecha de Banano

GEI: Gases de Efecto Invernadero

IEE: Índice de Cobertura Eléctrica del país

PTAR: Planta de Tratamiento de Aguas Residuales

ST: Sólidos Totales

EES: Engineering Equation Solver

Sistema DA-CRO: Digestión anaerobia-Ciclo Rankine Orgánico

q: calor

W: trabajo

h: entalpía

s: entropía

η : eficiencia

e_{ph} : exergía física

PBM ∞ : Potencial metanogénico máximo

k: constante de hidrólisis

θ : constante de desfase de tiempo

kW: kilovatios

Kwh: Kilovatios hora

E: exergía

e: exergía específica

α : grado de perfección termodinámica

φ : Pérdida de exergía

β : Coeficiente de influencia exergética

CO₂: dióxido de carbono

CH₄: Metano

CO₂ eq: CO₂ equivalente

RESUMEN

El presente trabajo de grado fue realizado para evaluar la viabilidad de producir energía eléctrica con un Ciclo Rankine Orgánico en zonas no interconectadas de Colombia. Lo anterior usando biogás como combustible, producto de la Digestión Anaeróbica de Residuos de Cosecha de Banano. Para esto se diseñó y simuló un Ciclo Rankine Orgánico por medio del software EES, midiendo su desempeño por medio de un balance de energía y exergía. El Ciclo Rankine Orgánico se diseñó para un calor disponible de 11,62 kW, teniendo en cuenta que la biomasa tenía un rendimiento de biogás de 271 ml/kg ST. El CRO diseñado genera 1,48 kW de energía eléctrica con una eficiencia de 12,2%. Este se diseñó a partir de los desechos de una plantación de banano de 3,5 ha, pudiendo generar 12.999 kWh anuales. Se analizaron varios parámetros de exergía y la eficiencia exergética del ciclo fue de 66,37%, donde la caldera y el condensador son los equipos con mayor destrucción de exergía.

Palabras clave: Ciclo Rankine Orgánico, Residuos de Cosecha de Banano, biomasa, Digestión Anaeróbica, biogás

INTRODUCCIÓN

El elevado consumo de energía y la rápida industrialización de un mundo globalizado llevan al deterioro ambiental y calentamiento global. Países en desarrollo como Colombia tienen el reto de crecer de una manera sostenible. La investigación e implementación de energías alternativas es clave para un desarrollo sostenible.

La biomasa es una fuente de energía alternativa destacada por ser renovable. La biomasa usualmente puede ser aprovechada en forma de residuos como Aguas residuales y residuos agropecuarios, permitiendo convertir desperdicios en una fuente de energía aprovechable. Los Residuos de Cosecha de Banano contaminan el medio ambiente porque son dejados en grandes cantidades en campos abiertos donde se descomponen y producen emisiones de Metano y CO₂.

La digestión Anaerobia es una forma de aprovechar la biomasa, transformándola en biogás por medio de una descomposición controlada. Colombia al ser uno de los principales productores de banano, produce una gran cantidad de residuos que pueden ser aprovechadas como fuente de energía.

Los Ciclo Rankine Orgánicos (CRO) son una tecnología que ha crecido rápidamente en los últimos años y hoy en día es ampliamente utilizada para producir energía eléctrica y calorífica a partir de fuentes de bajo calor o calor residual como fuentes geotérmicas e industriales. La biomasa es también una de las principales fuentes de calor aprovechables por un CRO.

En el presente trabajo se analiza energéticamente y exergéticamente un Ciclo Rankine Orgánico usando biogás producto de la Digestión Anaerobia de Residuos de Cosecha de Banano como combustible.

OBJETIVOS

Objetivo general

Analizar termodinámicamente un ciclo Rankine orgánico usando como combustible el biogás generado en la digestión anaerobia de residuos de cosecha de banano.

Objetivos específicos

- Realizar la caracterización fisicoquímica de los residuos de banano a partir de una revisión de la literatura.
- Determinar el análisis matemático de cinética de reacción a partir de la literatura de la producción de biogás a partir de la digestión anaerobia de residuos de banano.
- Realizar análisis de balance de energía y exergía de un Ciclo Rankine Orgánico usando biogás como combustible.
- Realizar un análisis comparativo de los resultados obtenidos con información disponible en la literatura.

1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

1.1 Biomasa

La biomasa es la forma más común de energía renovable, usada ampliamente en países en desarrollo, pero mucho menos en el mundo occidental, hasta ahora [6]. Biomasa es un término para todo el material orgánico que proviene de plantas (incluyendo algas, árboles y cultivos). Esta se puede considerar material orgánico, en el cual la energía solar se almacena en enlaces químicos. Cuando los enlaces entre el carbono, hidrógeno y oxígeno adyacente se rompen por digestión, combustión o descomposición, estas sustancias liberan su energía química almacenada. La biomasa siempre ha sido una gran fuente de energía para la humanidad, en el orden de 10-14% de la fuente de energía mundial [6].

Muchos cultivos están siendo orientados a la producción de energía. En general, las características ideales de estos cultivos son:

- Una alta producción y rendimiento (máxima producción de materia seca por hectárea).
- Bajo consumo energético para su producción.
- Bajo costo.
- Composición con un mínimo de contaminantes.
- Bajo requerimiento de nutrientes.

Algunos cultivos energéticos incluyen cultivos con componentes de madera, hierbas y pasto, cultivos con contenido de azúcar y almidón. Las características deseadas también dependen del clima local y condiciones del suelo.

1.1.1 Clasificación de la biomasa

La biomasa puede clasificarse según su uso, composición, sector y origen [12]. Según su uso, la biomasa se divide en tradicional y moderna, según su composición se divide en lignocelulósica, Amilácea, Azucarada y oleaginosa. Esta puede pertenecer al sector forestal, agrícola, pecuario, industrial o municipal y puede ser de origen Natural, Residual o de cultivos energéticos. También se pueden dividir en algunos de los grupos principales, que son plantas leñosas, plantas herbáceas o pastos, plantas acuáticas y abonos. Una subcategoría y un factor importante para caracterizar la

biomasa es la humedad, por lo que ésta también se divide en biomasa con alta y baja humedad, este factor es importante porque determina las técnicas de procesamiento indicada para extraer energía de la biomasa, dependiendo de su humedad.

1.1.2 Características de la biomasa

Los principales componentes de la biomasa son **celulosa**, **hemicelulosa** y **lignina** en varias cantidades. Las proporciones de celulosa y lignina son factores importantes para identificar la viabilidad de las especies de plantas o la biomasa para generar energía.

La **celulosa** ($C_6H_{10}O_5$) es un polímero de glucosa que consiste en cadenas lineales de unidades D-glucopiranosas, las cuales brindan soporte estructural. Por su estructura lineal y soporte, la celulosa es el compuesto que forma la mayor parte de la pared celular, entre el 40-50% [12].

La **hemicelulosa** es una mezcla de polisacáridos, compuestos casi exclusivamente de azúcares como glucosa, manosa, xilosa y arabinosa y ácidos metil glucurónicos y galaturónicos. Distinto a la celulosa, la hemicelulosa es un polisacárido heterogéneo ramificado que se enlaza fuertemente, pero de forma no covalente, a la superficie de cada microfibril de celulosa. Se diferencia de la celulosa principalmente por su contenido de xilosa y otros monosacáridos. Esta representa un 20-40% del material.

La **lignina** se puede describir como un grupo relacionado de compuestos químicos que son amorfos y de gran peso molecular. Sus bloques principales son fenilpropanos y también tiene diferentes azúcares. Este polímero forma entre el 20-30% de la pared celular [12].

1.1.3 Procesos de conversión energética de la biomasa

La humedad de la biomasa es un parámetro fundamental para sus procesos de transformación, ya que influye sobre el tiempo del proceso y los costos. Los procesos de conversión termoquímica como los procesos pirólisis, combustión y gasificación se aplican para la biomasa seca, esta se considera seca cuando tiene humedad inferior al 60%.

La biomasa húmeda se considera aquella que tiene humedad superior a 60% y esta es más adecuada para procesos de transformación químicos y bioquímicos, el objetivo es la transformación química

a metano e hidrógeno o alcoholes. La transformación química en ésteres y alcohol se conoce como transesterificación, esta se lleva a cabo para producir biodiesel o etanol, este último a partir de una fermentación alcohólica. Por otra parte, la producción de biogás (metano e hidrógeno) se consigue a partir de digestión anaerobia. Los residuos de cosecha de banano se consideran biomasa húmeda, con un 80% de humedad, por lo cual se considera la digestión anaerobia para la transformación energética.

1.1.4 Residuos de cosecha de banano

El banano o plátano es un cultivo importante a nivel tanto para exportadores como importadores. Al ser un producto tan demandado, es uno de los cultivos más producidos a nivel mundial. Se conoce como banano el fruto que se come crudo y se usa para postres y como plátano el fruto que se cocina, pero por conveniencia se utilizará el término banano para referirse a ambos productos. El comercio mundial se ha expandido a una altura sin precedentes en los últimos años, con un volumen de exportación de 21 millones de toneladas en 2019. En promedio, más del 90% de las bananas de exportación se originan en América Central y Sudamérica y Filipinas. Los principales importadores son la Unión Europea, Estados Unidos, China, Rusia y Japón [17]. Colombia produjo 7,287,997 toneladas en el año 2018, ocupando el cuarto puesto por detrás de India, China y Filipinas [16]. En los países productores, estos cultivos representan en promedio tres cuartos de los ingresos para los hogares de los campesinos, y ayudan a impulsar políticas públicas que promuevan los cultivos [17].

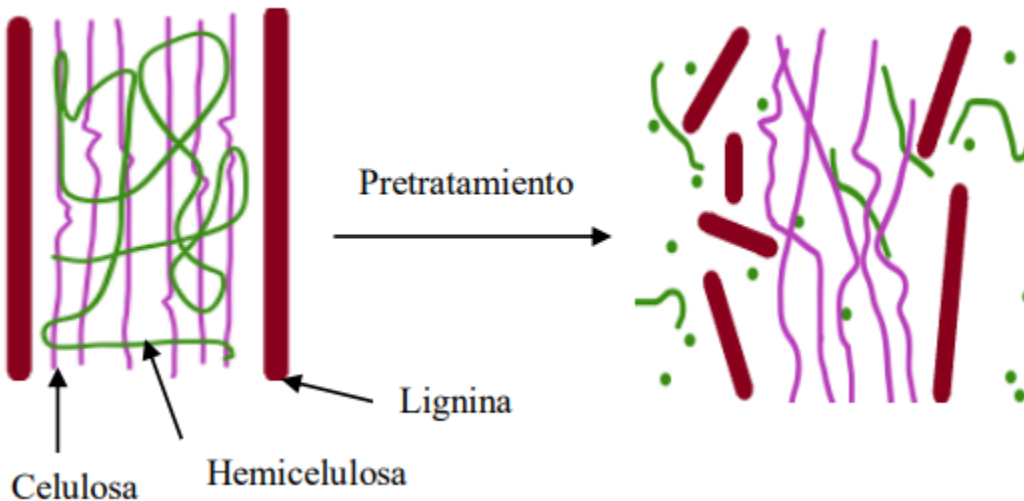
Los cultivos de banano representan una oportunidad para aprovecharse como biomasa porque se cosechan durante todo el año [3], y al ser perene genera grandes cantidades de residuos. En el año 2016 se generaron 2.067.945t y 23.816.051t de residuo de banano y plátano respectivamente, solo por fruto de rechazo [3]. Según datos de Agronet, en 2017, el departamento del Magdalena registró un área sembrada de banano de exportación de 11,8360 ha sembradas y una producción de 486,092.21t respectivamente [4], siendo este departamento uno de los mayores productores de banano y plátano del país, con gran cantidad de territorio sembrados en sus diferentes municipios. Esta cantidad de material representa una oportunidad energética. En el capítulo 2 se realiza la caracterización de los RCB y se profundiza en la cantidad de material disponible.

1.1.4 Pretratamientos de la biomasa

Algunos pretratamientos se pueden aplicar para mejorar el rendimiento del proceso. El objetivo es romper la pared celular como se muestra en la Fig. 1. para poner los carbohidratos, lípidos y proteínas a las enzimas. Los pretratamientos pueden incluir procesos físicos como el corte, tratamientos químicos o térmicos como la explosión de vapor [22]. En el caso del presente trabajo, un pretratamiento necesario es el corte de la biomasa en partículas pequeñas (20 mm) con el objetivo de romper las paredes celulares y liberar la celulosa para facilitar el proceso de digestión anaeróbica.

Figura 1.

Efecto del pretratamiento en biomasa lignocelulosa



Nota. La figura muestra el efecto del pretratamiento en la biomasa. Tomado de: D. M. Durán Hernández, “Aprovechamiento energético de la codigestión anaeróbica de la fracción orgánica de residuos sólidos urbanos y residuos de cosecha de plátano para la producción de biogás.”

1.2 Digestión Anaeróbica

1.2.1 Generalidades de la digestión anaeróbica

La Digestión Anaeróbica es un proceso en el cual se obtiene biogás a partir de biomasa por medio de un proceso que consiste en la descomposición de la materia en ausencia de oxígeno. En este proceso los microorganismos presentes en la biomasa actúan en sintrofia (se colaboran entre sí para tener mayor asimilación de energía) para transformar el material orgánico en biogás [12]. Este gas se compone por 60-70% de CH₄, 30-45% de CO₂, 1-2% de H₂S y trazas de amoníaco, monóxido de carbono, nitrógeno y oxígeno dependiendo el sustrato en digestión [23], [24]. Normalmente se somete el biogás a procesos de refinación para eliminar el H₂S y el CO₂ presente con fines de obtener metano, cuya aplicación es la misma que el gas natural tanto en el transporte como en usos domésticos [12].

La DA es un proceso complejo donde ocurren muchas reacciones bioquímicas, algunas simultáneamente. En la literatura se divide el proceso en cuatro etapas:

- Hidrólisis
- Etapa fermentativa o acidogénica
- Etapa acetogénica
- Etapa metanogénica

La etapa de hidrólisis se encarga de transformar las macromoléculas del sustrato (biomasa vegetal) en compuestos solubles. La materia orgánica polimérica está compuesta por proteínas, carbohidratos y lípidos, que serán hidrolizados para transformarse en compuestos más sencillos. La hidrólisis puede representar un limitante de velocidad global del proceso de DA, por lo que parámetros como el pH, temperatura, composición química del sustrato, tamaño de las partículas y la concentración de productos de hidrólisis pueden ser importantes para el proceso global de DA.

En la etapa fermentativa ocurre la fermentación de las moléculas orgánicas solubles que fueron obtenidas en la etapa de hidrólisis, y que necesitan ser fermentadas para que puedan ser aprovechadas directamente por las bacterias metanogénicas. Algunos productos de la fermentación (H₂ y acético) pueden ser aprovechados por los organismos metanogénicos, pero otros (etanol,

ácidos grasos y volátiles) deben ser transformados en productos más sencillos, como acetato e hidrógeno. Este proceso es el que se conoce como etapa acetogénica [32].

Finalmente, un grupo de bacterias anaeróbicas estrictas actúa sobre los productos resultantes de las etapas anteriores. Estos microorganismos forman metano a partir de sustratos monocarbonados o con dos átomos de carbono: acetato, H_2/CO_2 , formato, metanol y algunas metilaminas.

Los productos finales del proceso son el biogás (una mezcla gaseosa formada principalmente de metano y dióxido de carbono) y un bioabono que consiste en un efluente estabilizado.

Tabla 1.

Características del biogás

Composición	55 – 70% metano (CH_4) 30 – 45% dióxido de carbono (CO_2) Trazas de otros gases
Contenido energético	6.0 – 6.5 kW h m ⁻³
Equivalente de combustible	0.6 – 0.65 L petróleo/m ³ biogás
Límite de explosión	6 – 12 % de biogás en el aire
Temperatura de ignición	650 – 750 °C (con el contenido de CH_4 mencionado)
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)

Masa Molar	16.043 kg kmol ⁻¹
------------	------------------------------

Nota. La Tabla a muestra las principales características del biogás. Tomado de: Ministerio de Energía y M. T. Varnero Moreno, “*Manual de Biogás*”, Reporte técnico ISBN 978-95-306892-0 Chile: FAO, 2011.

1.2.2 Parámetros y Condiciones de Operación

La efectividad de un proceso de DA se mide por su tasa de producción de metano, que se expresa como un porcentaje del biogás obtenido como producto final, deseando que este contenido sea alto para una mejor combustión y aprovechamiento energético.

La metanogénesis es el paso más importante del proceso y deben monitorearse sus condiciones ambientales y parámetros para mejorar la eficiencia. Estos parámetros son: Temperatura (mesofílica o termofílica), tipo de materias primas, nutrientes y concentración de minerales traza, pH, toxicidad y condiciones redox óptimas, contenido de C y N, y los niveles de Sólidos Totales y Sólidos Volátiles [32].

Tabla 2.

Potencial metanogénico de los principales compuestos orgánicos.

Compuesto orgánico	Fórmula química	Biogás m ³ /kg SV	CH ₄ m ³ /kg ST
Carbohidratos	C ₆ H ₁₀ O ₅	0,75	0,37
Lípidos	C ₁₆ H ₃₂ O ₂	1,44	1,44
Proteínas	C ₁₆ H ₂₄ O ₅ N ₄	0,98	0,49

Nota. La figura muestra el potencial metanogénico de los compuestos orgánicos en la biomasa.

1.2.3 Panorama internacional y nacional

En la actualidad existen distintas iniciativas para sustituir leña y combustibles fósiles por biogás y biometano, incorporando tecnologías de digestión anaeróbica [7],[10],[33]. Algunos ejemplos a

nivel mundial de implementación de biogás son China, India y Alemania, países donde se han implementado leyes que apoyan las energías alternativas y el biogás ha sido implementado fuertemente, con una importante inversión económica del estado. En china han logrado 43 millones de usuarios de biogás [19], mientras que en india tienen 4.6 millones de plantas de biogás y esperan lograr 6.5 millones para el 2022 [24].

En Colombia existe la REDBICOL, enfocada en biomasa y conformada por más de 55 organizaciones. Existen algunas instalaciones de biodigestores, sin embargo, a pesar de los incentivos tributarios presentes [14], no se ha realizado una gran inversión por parte del Estado para introducir el biogás a la red eléctrica.

1.2.4 Aplicaciones actuales

Actualmente, la DA se aplica principalmente en el sector agropecuario para aprovechar la biomasa de desechos orgánicos, o de cultivos energéticos. Sin embargo, la DA también tiene aplicaciones en el sector industrial, como destilerías y productoras de papel, o incluso para soluciones domésticas, utilizando ciclos combinados de generación de calor y electricidad, a partir de los desechos domésticos [33].

1.3. Ciclo Rankine

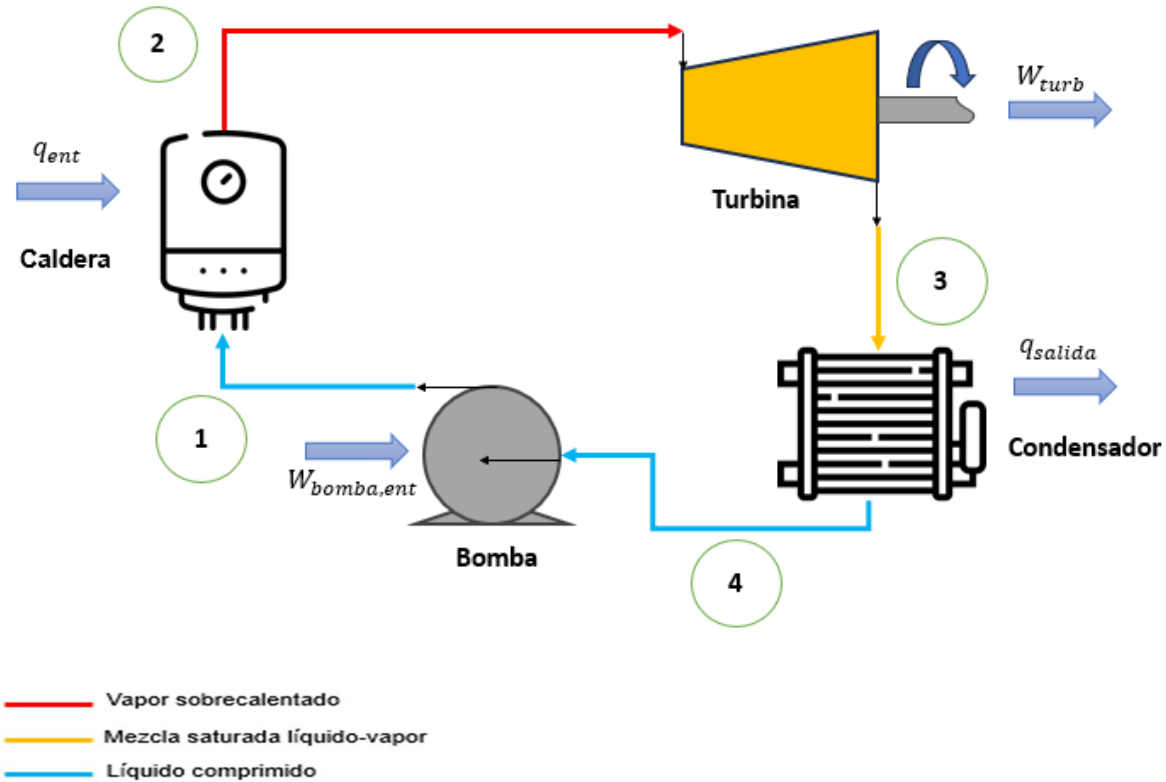
1.3.1. Generalidades

El Ciclo Rankine (RC) es un ciclo de potencia de vapor (utiliza vapor para mover una turbina). Este ciclo transforma el calor en trabajo útil para producir electricidad a través de un fluido de trabajo, usualmente agua. Este trabaja como un sistema cerrado, que reinicia después del último proceso, y en el cual el fluido no entra en contacto con el ambiente.

El objetivo es convertir el calor en trabajo aprovechable para producir electricidad, por lo cual el vapor necesita ser redireccionado la caldera luego de expandirse en la turbina. Sin embargo, no es posible bombear un gas, por lo que antes pasa por un condensador y luego por una bomba para ser bombeado de vuelta a la caldera. La figura 4 muestra un diagrama de una configuración típica de ciclo Rankine y sus equipos, y los estados del fluido en cada etapa del proceso.

Figura 2.

Esquema de un Ciclo Rankine



Nota. La figura 2 muestra los principales estados y componentes de un Ciclo Rankine.

Los números 1,2,3 y 4 en la figura representan los estados del fluido. Los equipos hacen que el fluido pase de un estado a otro mediante un **proceso**, así el RC se divide en 4 procesos. Se consideran algunas condiciones ideales para facilitar el análisis del RC: Se considera que todos los procesos son reversibles, que no hay pérdidas de presión en la caldera y el condensador, y que la bomba y la turbina trabajan de forma isentrópica.

1.3.2 Diagrama termodinámico

Así pues, el RC se compone de los siguientes procesos:

1-2 Compresión isentrópica en la bomba.

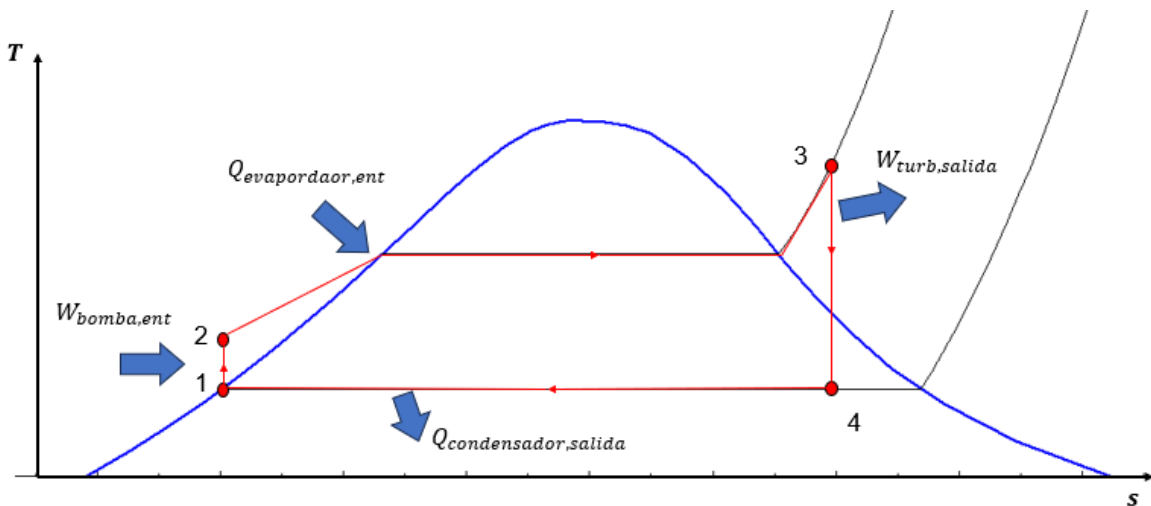
2-3 Evaporación a presión constante (la temperatura aumenta)

3-4 Expansión isentrópica en la turbina

4-1 Condensación a presión constante (la temperatura disminuye)

Figura 3.

Diagrama T-s de un Ciclo Rankine Ideal



Nota. La figura 3 muestra los estados del fluido de trabajo en un Ciclo Rankine por medio de un diagrama de entropía y temperatura.

La figura muestra un proceso reversible en la bomba, donde hay una entrada de trabajo y la temperatura aumenta. Luego, el fluido pasa de un líquido comprimido a un vapor sobrecalentado a una presión constante en la caldera, recibiendo calor. Posteriormente, el vapor es expandido en la turbina por medio de un proceso reversible, generando un trabajo útil de salida. Por último, el vapor es condensado a presión constante, rechazando calor al ambiente y vuelve al estado 1 en la entrada de la bomba.

1.3.3. Balance de energía y eficiencia térmica

Ciclo Rankine Ideal

Para analizar un Ciclo Rankine ideal, se analizan los cuatro procesos en cada uno de los componentes del ciclo. Estos son procesos de flujo estacionario, por lo que la energía cinética y potencial no son consideradas. Entonces, los factores considerados para el balance de energía son

el calor neto, trabajo neto y la energía interna del fluido (diferencia de entalpías por unidad de masa).

Ecuación 1: Balance de energía para la bomba (Proceso 1-2)

$$W_p = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

Ecuación 2: Balance de energía para la bomba usando en términos de Volumen específico

Conociendo el estado 1, se puede determinar el estado por medio de una ecuación para el trabajo de la bomba en términos de volumen específico por el cambio de presión en la bomba:

$$W_p = \dot{m}V(P_2 - P_1)$$

Donde $V \cong V_1$ y $V_1 = V_f a P_1$

Ecuación 3: Segunda Ley para la bomba (1-2)

$$s_2 = s_1$$

Ecuación 4: Caldera (Proceso 2-3)

$$\dot{Q}_b = \dot{m}(h_3 - h_2)$$

Ecuación 5: Turbina (Proceso 3-4):

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_3 - h_4)$$

Ecuación 6: Segunda Ley para la Turbina (3-4)

$$s_3 = s_4$$

Ecuación 7: Condensador (Proceso 4-1)

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

Ecuación 8: Trabajo neto del ciclo

Trabajo neto: $\dot{W}_n = \dot{W}_T - \dot{W}_b$

Ecuación 9: Eficiencia térmica del ciclo

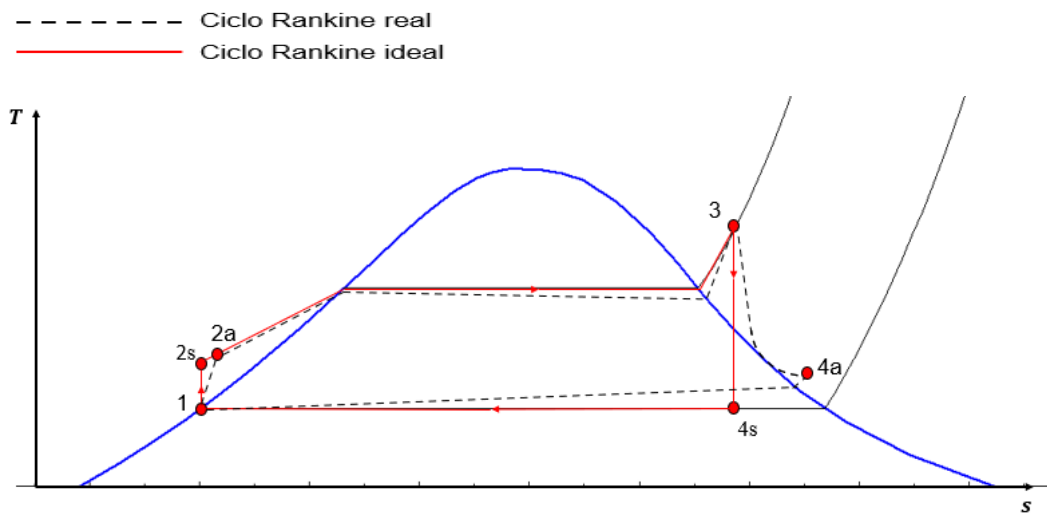
$$\text{Eficiencia térmica del ciclo: } \eta_{th} = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_e}$$

Ciclo Rankine Real

En la realidad, el ciclo Rankine es un poco diferente al ciclo Rankine ideal, sin embargo, con algunas consideraciones y modificaciones, se puede realizar el análisis de energía de un ciclo Rankine real, partiendo del análisis de un RC ideal presentado anteriormente. En la realidad, existen pérdidas por fricción y calor en los equipos y tuberías del sistema. Además, existen irreversibilidades dentro de los equipos, principalmente la bomba y la turbina, por lo que será necesario tener en cuenta su eficiencia isentrópica.

Figura 4.

Comparación entre un Ciclo Rankine ideal y real



Nota. La figura 4 muestra las diferencias en un diagrama T-s para un ciclo Rankine Ideal y uno real.

En la figura se pueden observar las diferencias entre el RC real y el RC ideal. En primer lugar, es notable que los puntos 2a y 4a son diferentes de los 2s y 4s (ideales), esto se debe a las

irreversibilidades en la bomba y la turbina, que generan un incremento en la entropía. Así pues, en el proceso 1-2 se genera un aumento en la entropía. También se observan pérdidas de presión en la caldera (proceso 2-3). Posteriormente, se observa un incremento de la entropía en la turbina (proceso 3-4) y finalmente, pérdidas de presión en el condensador (Proceso 4-1).

Balace de energía

Ecuaciones 10: Bomba (1-2)

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{W}_{p,ideal}}{\eta_p} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_{2s})}{\eta_p}$$

Ecuación 11: Trabajo de la bomba en función del Volumen

$$W_p = \dot{m}V(P_2 - P_1)$$

Ecuación 12: Caldera (2-3)

$$\dot{Q}_b = \dot{m}(h_3 - h_2)$$

Ecuación 13: Turbina (Proceso 3-4)

$$\dot{W}_T = \dot{W}_{T,ideal}\eta_T = \dot{m}(h_3 - h_{4s})\eta_T$$

Ecuación 14: Condensador (Proceso 4-1)

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

Ecuación 15: Trabajo neto

$$\dot{W}_n = \dot{W}_T - \dot{W}_b$$

Ecuación 16: Eficiencia térmica del ciclo

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_e} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_b}{\dot{Q}_e}$$

1.3.4 Análisis de exergía

La exergía es una medida de la capacidad máxima de un sistema de realizar trabajo útil a medida que procede a un estado final específico, en equilibrio con sus alrededores. A diferencia de la energía, por lo general, la energía no es conservada, en cambio, es destruida en el sistema. La destrucción de exergía es la medida de irreversibilidad, la cual es la causa de la pérdida de rendimiento [34], [37].

En consecuencia, un análisis de exergía que evalúa la magnitud de destrucción de exergía identifica la ubicación, magnitud y fuentes de ineficiencias termodinámicas del sistema. A partir de aquí es evidente notar que este análisis permite realizar modificaciones para mejorar el rendimiento de los sistemas termodinámicos como las máquinas térmicas.

La exergía física se calcula como

Ecuación 17: exergía física

$$e_{ph} = h - h_0 - T_0(S - S_0)$$

Donde:

h es la entalpía del flujo

h_0 , T_0 y S_0 es la entalpía, temperatura y entropía en estado muerto ($T=25^\circ\text{C}$ y $P=101,31\text{ kPa}$)

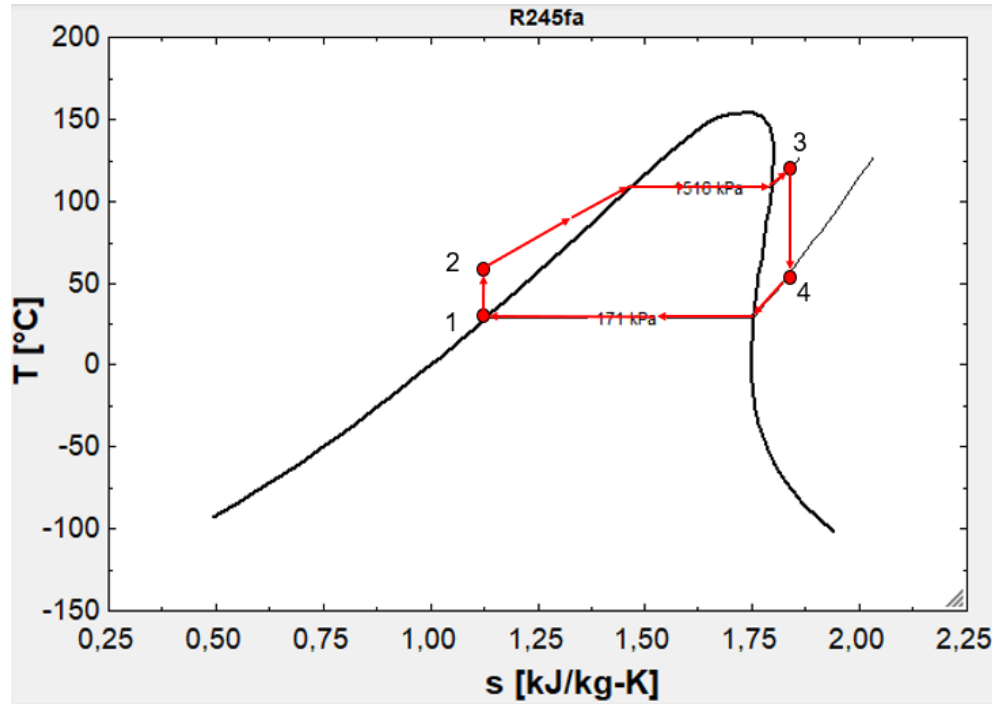
1.3.5 Ciclo Rankine Orgánico

El ciclo Rankine Orgánico (CRO) es el mismo ciclo de Rankine, pero con una diferencia fundamental: El CRO utiliza fluidos orgánicos en vez de agua como fluidos de trabajo, dando su nombre al ciclo. Estos pueden ser fluidos como refrigerantes o hidrocarburos. La idea de usar estos gases es que su punto de ebullición es mucho menor que el del agua, esto permite aprovechar fuentes de calor más bajas que son generalmente desperdiciadas [47].

El principio de funcionamiento es similar al Ciclo Rankine. La idea de usar un fluido con un menor punto de ebullición es aprovechar fuentes de calor bajo a medio ($80^\circ\text{-}400^\circ\text{C}$). El fluido orgánico de trabajo se escoge en base a diferentes propiedades termodinámicas para obtener eficiencias más altas en el ciclo.

Figura 5.

Diagrama T-s de un Ciclo Rankine orgánico usando refrigerante R245fa.



Nota. La figura muestra el diagrama T-s para un CRO usando refrigerante R245fa.

Debido a su capacidad de operar a temperaturas bajas y medias, el CRO es el ciclo ideal para recuperar calor residual, por esto son ideales para sistema de cogeneración, donde recuperan calor residual de una fuente, o aprovechan una fuente natural de calor como el sol y la energía geotérmica. La figura 5 muestra que la curva de estado líquido es más pronunciada y el punto crítico se encuentra a temperaturas más bajas. Los puntos 1-4 son los estados del fluido, igual que en un Ciclo Rankine convencional.

Ventajas respecto al Ciclo Rankine:

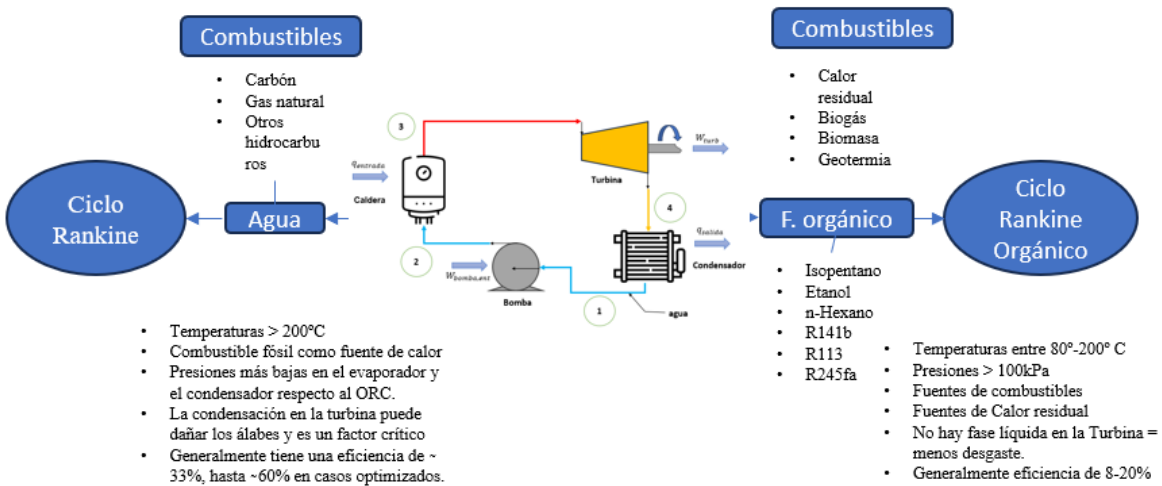
El CRO ofrece algunas ventajas con respecto al Ciclo Rankine. Un menor requerimiento de calor quiere decir que se puede usar con una variedad más amplia de fuentes de energía, lo cual representa un rango de operación muy amplio a nivel mundial.

No hay condensación del fluido dentro de la turbina, es decir, la calidad en la salida de la turbina es 1. Esta es una de las principales ventajas, ya que, en un RC convencional, la condensación de

agua dentro de la turbina produce desgaste en los álabes de esta. Esto también simplifica y elimina costos en el proceso de mantenimiento. Los ciclos CRO se pueden hacer más compactos y a menor escala, lo cual permite automatizar y reducir costos operacionales. Esto también hace que su configuración sea más flexible, ocupando menos terreno y facilitando su transporte e instalación.

Figura 6.

Comparativa de Ciclo Rankine y Ciclo Rankine Orgánico



Nota. La figura muestra las diferencias entre un Ciclo Rankine convencional y un Ciclo Rankine Orgánico

1.3.6 Aplicaciones actuales

Los CRO tienen un rango de aplicación muy amplio, el tamaño de una planta puede variar entre 100 kWe y 50 MWe. Estas aplicaciones incluyen: La explotación de fuentes geotérmicas por encima de 90°. Aprovechamiento de biomasa como combustible (por ejemplo, recuperadores de calor para hornos de leña), incremento de eficiencia en sistemas basados en Diesel, turbinas de gas y motores recíprocos [40].

Los CRO tienen un rango de aplicación muy amplio, este puede ir desde aplicaciones domésticas o locales (1kW) con fuentes desde 90°. Hasta aplicaciones industriales, donde las plantas pueden llegar a ser desde 100 kWe a 50 MWe. Las fuentes de calor que pueden ser utilizadas para un CRO incluyen: Calor residual, motores de combustión, biomasa, solar, residuos y geotermia [40], [48].

Algunas aplicaciones exitosas son: cogeneración con biomasa en edificios universitarios (Bélgica), cogeneración con biomasa en industria agroalimentaria (Reino Unido), recuperación de calor industrial en fábrica de cerámicas (España), Generación eléctrica solar (Italia), trigeneración con biomasa en supermercados (España), Geotermia (Colombia), Recuperación de calor en motores de combustión (España) [48].

En conclusión, el CRO es un ciclo muy dinámico y flexible, que permite un rango de aplicaciones muy amplio. Para este proyecto, es destacable sus aplicaciones con biomasa. La principal ventaja que ofrece el CRO para estos casos, es su aplicabilidad a pequeña escala, donde no se puede operar una planta convencional con un ciclo Rankine. Esto permite implementar los equipos sin necesidad de tanta inversión. También es destacable el aprovechamiento de residuos como biomasa, o calor que se pierde a la atmósfera, ya que esto garantiza una reducción de emisiones, lo cual a su vez puede cualificar el proyecto a incentivos económicos por parte de los gobiernos en el marco del desarrollo sostenible.

2. BIOMASA RESIDUOS DE COSECHA DE BANANO

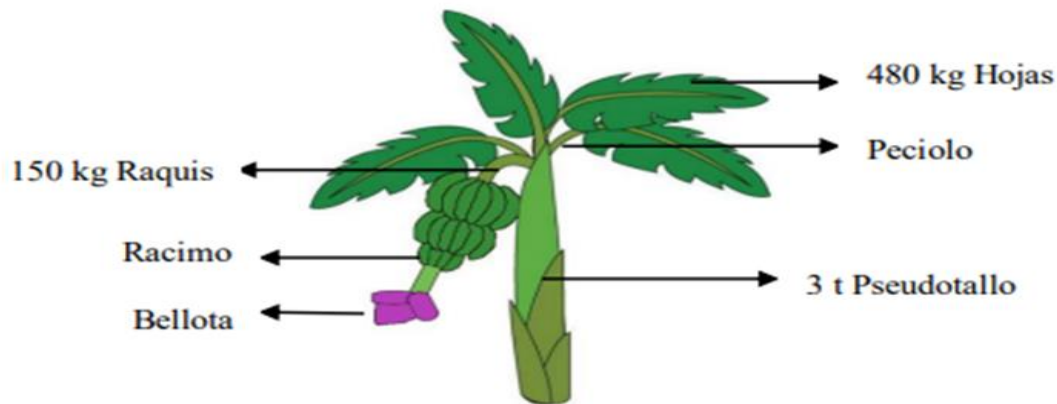
En este capítulo se desglosa la caracterización fisicoquímica de los Residuos de Cosecha de Banano y la disponibilidad de estas en Colombia. Posteriormente mencionan las reacciones llevadas a cabo para su transformación en biogás, así como el valor calorífico del mismo, el cual va a ser el combustible para implementar en la caldera del CRO.

2.1. Caracterización de la biomasa

La planta de banano genera una gran cantidad de residuos debido a que solo da frutos una vez y después de cosechadas, las plantas deben ser cortadas y reemplazadas por nuevos cultivos. La útil de esta planta es de alrededor de 9 meses, que va desde la siembra hasta la cosecha. En la Fig. 7 se muestra un esquema de las partes del plátano. A continuación, se desglosa la caracterización fisicoquímica de las partes de la planta de banano que son residuos y su respectivo potencial para producir biogás con distintos porcentajes de metano, teniendo en cuenta que un biogás de 65% de metano tiene un valor calorífico de 7 Kwh/m³.

Figura 7.

Componentes de la planta de banano



Nota. La figura 7 muestra cómo se dividen los Residuos de Cosecha de Banano (RCB) en distintos componentes. Tomado de: [12] D. M. Durán Hernández, “Aprovechamiento energético de la codigestión anaeróbica de la fracción orgánica de residuos sólidos urbanos y residuos de cosecha de plátano para la producción de biogás.”

Algunos autores como Kamdem et al. estudiaron la Digestión Anaerobia (DA) de las diferentes partes de la planta de banano, permitiendo entender el aprovechamiento de los RCB. Algunos estudios previos habían estudiado el potencial metanogénico de partes como la fruta y la cáscara, los cuales son parte del producto final y no representan un residuo aprovechable, por lo cual no serían relevantes para un estudio energético.

Tabla 3.

Composición bioquímica de las diferentes partes de los RCB.

Componentes	Partes Morfológicas					
	Bellota	Vaina de Hoja	Pecíolo	Hojas	Raquis	Racimo
Contenido de Carbono (% de MS)	41.6 ± 1.84	37.2 ± 2.4	38 ± 1.84	41.2 ± 0.7	38.8 ± 3.85	30.4 ± 1.84
Equivalente de Glucosa (% de MS)	1.04 ± 0.05	0.93 ± 0.06	0.95 ± 0.05	1.03 ± 0.02	0.97 ± 0.10	0.76 ± 0.05
Materia Orgánica (% de MS)	83.62 ± 3.69	74.77 ± 4.82	76.39 ± 3.69	82.8 ± 1.4	77.98 ± 7.74	61.1 ± 3.69
Contenido de Nitrógeno (% de MS)	0.92 ± 0.01	0.65 ± 0.02	0.69 ± 0	2.26 ± 0	1.38 ± 0.07	1.42 ± 0.01
Relación C/N	45.22	57.23	55.07	18.23	28.12	21.41

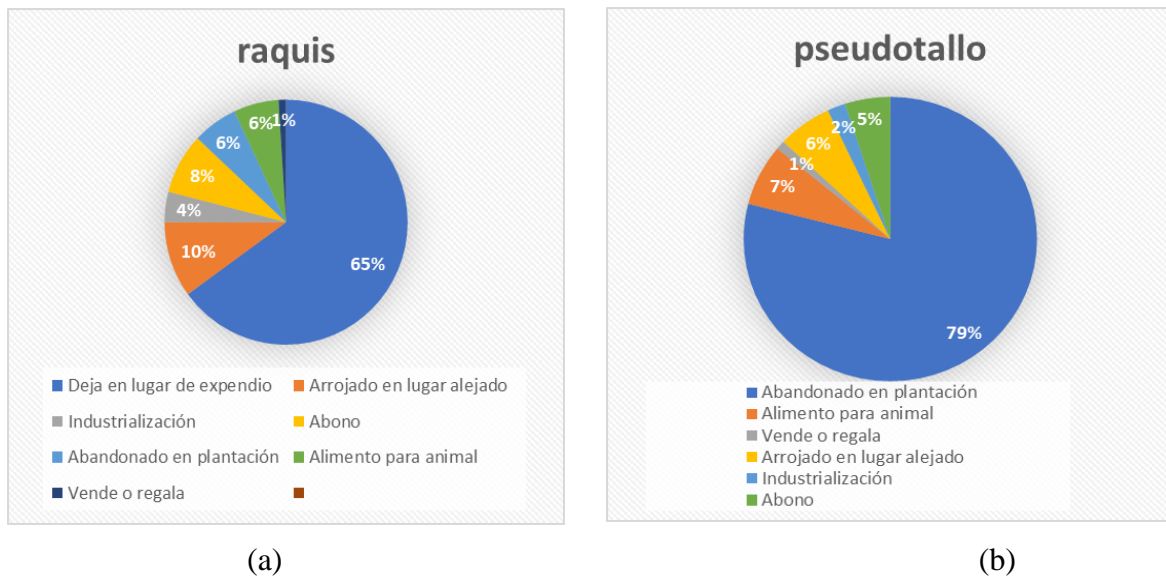
Nota. La tabla 3 muestra la composición bioquímica de la planta de banano. Tomado de: I. Kamdem et al., “Comparative biochemical analysis during the anaerobic digestion of lignocellulosic biomass from six morphological parts of Williams Cavendish Banana (triploid *Musa AAA Group*) plants,” World Journal of Microbiology and Biotechnology, vol. 29, no. 12, pp. 2259–2270, 2013. doi:10.1007/s11274-013-1392-3

2.2. Disposición de residuos de cosecha de banano en Colombia

“Cada planta de banano genera residuos así: cáscaras (4.4%), bellota (0,5%), P (73 %), R (2.6 %), hojas (8.5 %), y fruto de rechazo (2 %) [17]. El P y el R son residuos lignocelulósicos y con menor uso” [12]. Como se ha mencionado anteriormente, el banano es un fruto que se cosecha y tala repetidamente, por lo que es muy desgastante para el suelo. Los autores consideran que, para enmienda y recuperación del suelo, deben dejarse el 50% de los residuos producidos por la planta [12], dejando el otro 50% aprovechable.

Figura 8.

Destino de los residuos de banano (a) pseudotallo y (b) raquis



Nota. La figura muestra el modo de disposición del raquis y pseudotallo. Adaptado de: [12] D. M. Durán Hernández, “Aprovechamiento energético de la codigestión anaeróbica de la fracción orgánica de residuos sólidos urbanos y residuos de cosecha de plátano para la producción de biogás.”

Como se observa en la figura, la mayoría de los residuos de pseudotallo y raquis son abandonados en plantación o dejados en el lugar de expendio, por lo que no son aprovechados. Adicionalmente, estos generan GEI al descomponerse al aire libre, y además esta descomposición de materia orgánica puede contaminar fuentes hídricas o suelos y atraer plagas,

por lo que la contaminación no se limita a los GEI. Se estima que, por cada tonelada de banano cosechada, se generan 100 kg de fruto de rechazo y 4 toneladas de residuos [36].

3. DIGESTIÓN ANAERÓBICA DE LA BIOMASA

3.1. Potencial metanogénico de residuos de cosecha de banano

El potencial para la producción de metano depende del estado, tipo y constituyentes del material orgánico que conforma la materia orgánica bajo fermentación y estos afectan la calidad [18] y cantidad de biogás [19]. Los residuos de banana se consideran un buen sustrato para la producción de biogás por su alto contenido de celulosa (42%) y bajo contenido de lignina (14%) [20].

El uso de material con alto contenido de celulosa para la DA es ampliamente conocido en la actualidad para producir biogás. Sin embargo, son pocos los estudios que documentan la producción de biogás a partir de los RCB. La tabla contiene un resumen donde se puede apreciar la producción total de biogás (ml/g de material sólido), producción de metano (CH₄) y el porcentaje de metano en el biogás, es decir, su potencial metanogénico.

Tabla 4.

Potencial metanogénico de los RCB.

Parte	Producción de biogás	Producción de metano	% de metano	Referencia
Bellota	256 ml/g MS	150 ml/g MS	>70%	25
Vaina de Hoja	205 ml/g de MS	141 ml/g MS	>80%	25
Pecíolo	198 ml/g MS	127 ml/g MS	>70%	25
Hojas	126 ml/g MS	98 ml/g MS	>80%	25
Pseudotallo y Raquis	253 ml/g MS	162 ml/g MS	>70%	25
Racimo	221 ml/g MS	144 ml/g MS	>80%	25

Pseudotallo	590 ml/g SV	387 ml/g SV	65%	26
Pseudotallo	-	387 ml/g SV	100%	27
Material Lignoceluloso	384 ml/g MS	240 ml/g MS	40%	30
Pseudotallo	271 ml/kg ST	196	72%	21

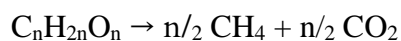
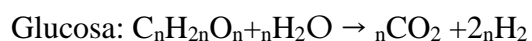
Nota. La tabla 4 muestra un resumen del Potencial Metanogénico (PBM) de los RCB registrados en la literatura.

Algunos autores han evaluado el rendimiento de la digestión anaerobia a partir de residuos de banano. Deivanai & Kasturi Bai [20] obtuvieron una producción de 9.22 l (por kilogramo de Sólidos Totales añadidos) con un contenido promedio de metano del 72%. Kalia et al [21] obtuvieron rendimientos de 267-271 l / kg ST con un promedio de metano del 59-79%.

En general, la revisión bibliográfica muestra que se ha podido realizar exitosamente la DA de RCB, obteniendo buenos rendimientos de biogás y un potencial metanogénico satisfactorio, comparado con otros tipos de biomasa utilizadas para la DA.

3.2. Balance cinético del proceso

El biogás obtenido en el proceso de Digestión Anaeróbica proviene de la transformación de carbohidratos, lípidos y proteínas. A partir de las siguientes reacciones [25]:



Para el proceso de digestión anaeróbica, se obtiene un Potencial de Biometano (PBM). Para la cinemática de la reacción, Li et al [27] utilizaron una ecuación cinética de reacción de primer orden, de acuerdo con la curva de acumulación de producción de metano:

Ecuación 18: cinética de reacción para la DA.

$$BMP(t) = PBM_{\infty}(1 - e^{(-k(t-\theta))})$$

Donde $PBM(t)$ es el potencial de Metano (N ml g-1 SV) al cabo de t días, PBM_{∞} es el potencial de metano máximo (N ml g-1 SV) del sustrato, k es la constante de hidrólisis, y θ es la constante de desfase de tiempo.

3.3. Parámetros del proceso

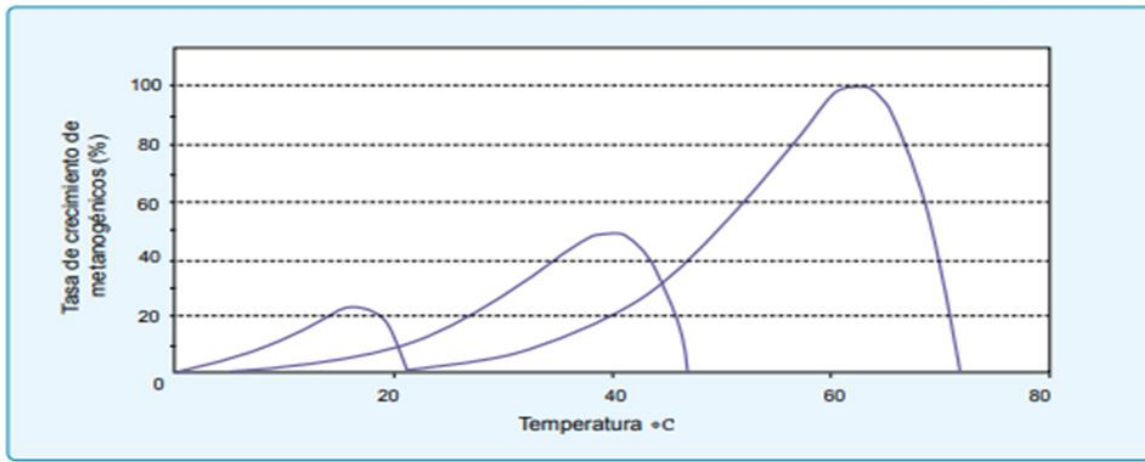
Los nutrientes son un factor importante en la DA, ya que las bacterias metanogénicas los necesitan para crecer. Estas bacterias consumen Carbono y Nitrógeno, y consumen 30 veces más C que N. Por lo cual se desea una relación óptima de 30:1 hasta 20:1 [32].

Los ST son la fracción sólida de la materia orgánica, entiendo que la misma se compone de agua y una fracción sólida. En ese caso, los ST son un factor importante en la DA porque pueden afectar la movilidad de las bacterias en el digestor. Se considera que el nivel de ST no debe ser mayor de entre 8 y 12% en digestores semicontinuos, mientras que un digestor discontinuo puede tener entre un 40% y 60% de ST.

La temperatura se considera uno de los mayores factores de diseño en la DA, ya que tiene una gran influencia en la velocidad de la digestión. A mayor temperatura, mayor crecimiento de microorganismos y producción de biogás pueden ser psicrófilos (por debajo de 25°C), mesófilos (entre 25 y 45°) y termófilos (entre 45 y 65°) [32].

Figura 9.

Digestión Anaeróbica a distintas temperaturas.



Nota. La figura muestra la tasa de crecimiento de metanogénicos con respecto a la temperatura. Tomado de: Ministerio de Energía y M. T. Varnero Moreno, “*Manual de Biogás*”, Reporte técnico ISBN 978-95-306892-0 Chile: FAO, 2011.

Tabla 5.

Tipos de fermentación para la DA (Digestión Anaerobia)

Fermentación	Mínimo	Óptimo	Máximo	Tiempo de fermentación
Psicrophilica	4-10 °C	15-18°C	20-25°C	Sobre 100 días
Mesophilica	15-20°C	25-35°C	35-45°C	30-60 días
Thermophilica	25-45°C	50-60°C	75-85°C	10-15 días

Nota. La tabla muestra la fermentación de la DA en diferentes rangos de temperatura. Tomado de: Ministerio de Energía y M. T. Varnero Moreno, “*Manual de Biogás*”, Reporte técnico ISBN 978-95-306892-0 Chile: FAO, 2011.

El Tiempo de Retención Hidráulico es otro factor importante a tener en cuenta en la DA. Con este término se designa el volumen de sustrato orgánico cargado diariamente al digestor. Estos valores van a depender del tipo y cantidad de sustrato utilizado y es un factor de diseño importante para el digestor.

El pH es un factor importante debido a que los microorganismos son muy susceptibles a pequeños cambios en el pH. Se considera ideal un pH neutro o con valores entre 6.0 y 8.0. Los microorganismos también van a necesitar macronutrientes como fósforo y nitrógeno y micronutrientes como Níquel y Cobalto, por lo que la concentración de estos puede ser también un parámetro a tener en cuenta en el proceso.

El potencial redox debe mantenerse entre -220mV a -350 mV para pH 7.0 para asegurar el ambiente fuertemente reductor que las bacterias necesitan para su actividad. También se debe cuidar la presencia de tóxicos que puedan afectar el proceso como amoníaco, metales pesados, compuestos halogenados, cianuro y fenoles, los cuales pueden entrar al digestor como materia prima. O algunos componentes que son subproductos de la digestión como sulfuro, amoníaco y ácidos grasos de cadena larga [32].

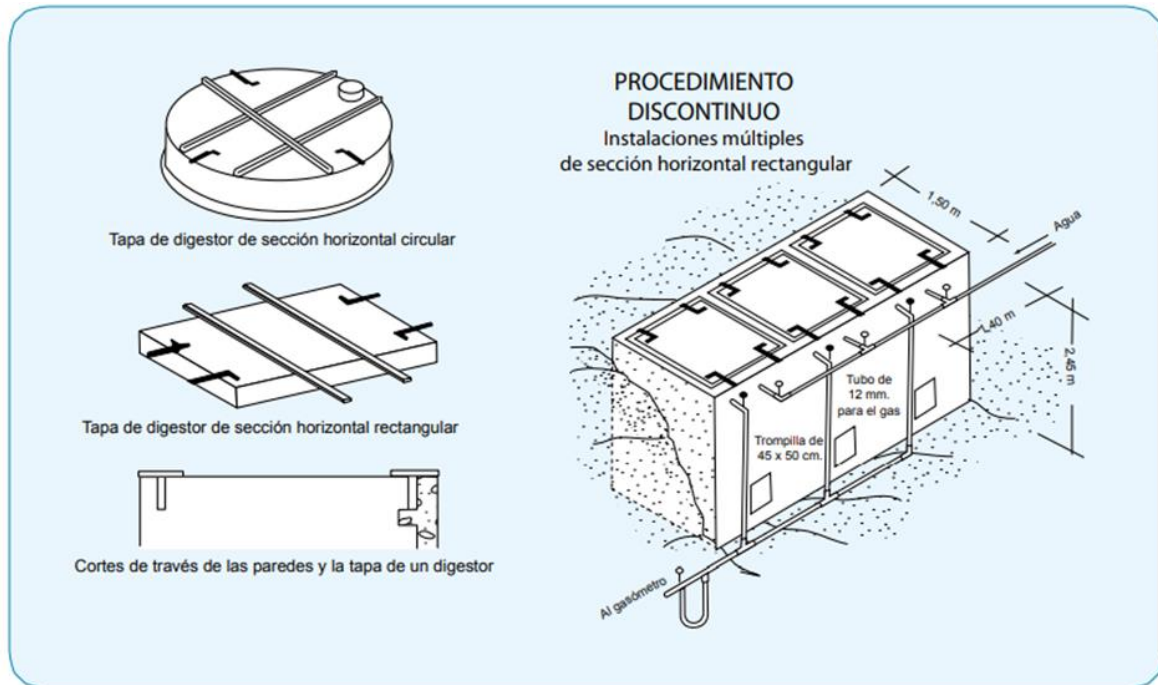
3.4. Esquema del proceso

Los digestores para la DA se pueden clasificar en continuos, semi continuos y discontinuos. Los continuos son para uso industrial, porque siempre tienen una carga continua de sustrato, a la cual se le proporciona agitación y temperatura para trabajar continuamente. Estos se usan, por ejemplo, en tratamientos de aguas residuales.

Los digestores discontinuos son los más sencillos porque se pueden cargar por lotes, y extraer los compuestos después de cierto tiempo de fermentación. Esto los hace ideales para aplicaciones agrícolas como la propuesta en este trabajo.

Figura 10.

Digestor discontinuo



Fuente: tomado de [32]Nota. La figura muestra la estructura de un digestor discontinuo. Tomado de: Ministerio de Energía y M. T. Varnero Moreno, “Manual de Biogás”, Reporte técnico ISBN 978-95-306892-0 Chile: FAO, 2011.

ESTADO DEL ARTE de los Ciclo Rankine Orgánico (CRO)

En este proyecto se busca evaluar la viabilidad energética de un sistema que utilice RCB sometidos a DA y producir biogás combustible para un Ciclo Rankine Orgánico. Esta combinación no ha sido estudiada en la literatura, por eso a continuación se detallan algunos estudios relevantes sobre la biomasa y el uso de CROs.

Los residuos de cosecha de banano se han caracterizado fisicoquímicamente y su potencial para producir metano por medio de digestión anaeróbica es prometedor [12], [15], [25], [26], [36]. Esta biomasa no es muy usada como combustible, pero los estudios realizados muestran que su aprovechamiento puede ser beneficioso para comunidades productoras de banano en países en desarrollo [25].

Los CRO alimentados por biomasa han sido estudiados como fuentes de recuperación de calor para fuentes de bajo y medio calor, ayudando a reducir el impacto ambiental de diferentes industrias [45]. La literatura muestra la importancia de los sistemas CRO en la utilización de residuos de biomasa como fuente de energía. Estos principalmente se usan para recuperar calor de motores Diesel o turbinas de gas (66,8%) [45]. La energía a partir de residuos representa un 5,8% de las aplicaciones, mientras que las plantas de generación a partir de biomasa representan apenas un 10,7 % de las aplicaciones [45].

Las aplicaciones de CRO a partir de biomasa varían desde instalaciones de 1.5kWe - 1200kWe, registrando más de 500 proyectos a nivel mundial, principalmente en Europa y expandiéndose en los últimos años hacia otras regiones del mundo [51]. La literatura muestra que los fluidos de trabajo R11, R141b, R113 and R123, R245fa, R245ca son una buena opción por sus condiciones de uso seguras y favorables con el medio ambiente. Los estudios experimentales mostraron eficiencias de 6%-12% para los equipos CRO [46],[47]. En los últimos años, la introducción de turbinas axiales presenta una gran innovación para el campo ya que permite mayores eficiencias en el expansor comparada con modelos anteriores.

Los CRO se han convertido en la opción preferida para aprovechar fuentes de bajo calor como geotermia y calor residual de procesos industriales. Su uso a partir de biomasa se encuentra en desarrollo y se espera que se expanda en los próximos años.

4. DISEÑO METODOLÓGICO DEL CICLO RANKINE ORGÁNICO

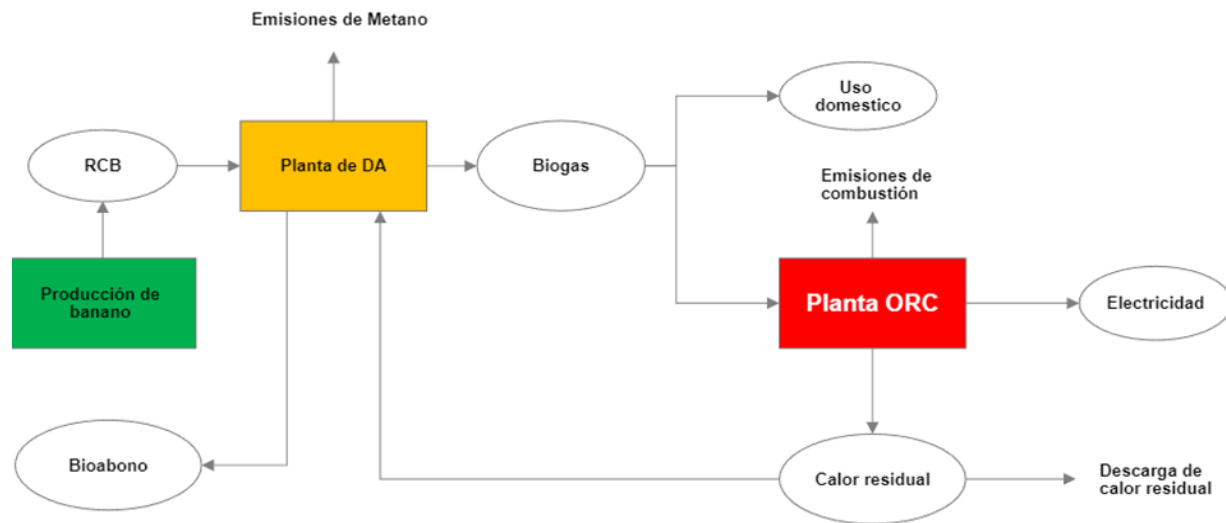
El ciclo Rankine Orgánico se diseñó a partir de los datos obtenidos anteriormente en la caracterización de la biomasa sobre su potencial metanogénico. Se consideró un caso teórico de una plantación de 3,5 hectáreas en el corregimiento de Sevilla, Zona Bananera, Magdalena.

Para llevar a cabo el análisis del Ciclo Rankine Orgánico, es necesario en primer lugar determinar la cantidad de biomasa disponible y el calor que esta puede proporcionar al ciclo. A partir de este y otros parámetros de entrada, se resolverá el Ciclo Rankine Orgánico para buscar la mayor potencia y eficiencia térmica posibles. Los cálculos del sistema serán realizados a través del software EES.

4.1 Esquema del proceso

Figura 11.

Esquema de una planta generadora DA + CRO.



Nota. La figura muestra el esquema de una planta de Digestión Anaeróbica + Ciclo Rankine Orgánico

4.2 Planteamiento del CRO a partir de DA de RCB

La plantación considerada se encuentra en una zona no interconectada, por lo que requiere soluciones de energía eléctrica y presenta una oportunidad de aprovechamiento de recursos. El objetivo es plantear un CRO funcional para el caso teórico planteado a continuación. Teniendo en cuenta la cantidad de biomasa disponible, calor disponible a partir del biogás producto de dichos recursos y las condiciones de la región (Sevilla, Zona Bananera, Magdalena). Teniendo en cuenta también las necesidades de enfriamiento en el condensador, aprovechando un río local. Finalmente, el objetivo es diseñar el CRO óptimo para el caso, evaluar su rendimiento y cuantificar su potencial de generación de energía eléctrica.

Se considera el caso teórico de una plantación de 3,5 ha que produce 30,8t anuales de banano, y 64,68 t de residuo, materia prima para la DA, teniendo en cuenta que, por cada tonelada de banano cosechada, se producen 100 kg de fruto de rechazo y cerca de 4 toneladas de residuos [36].

La planta de CRO se diseña para operar 24h durante todo el año, por lo que también se calcula una cantidad anual de combustible. Para estos casos rurales, es óptimo utilizar un digestor discontinuo para la DA de la biomasa.

Los autores Kalia et al [21] observaron un rendimiento de $0,271\text{m}^3/\text{kg}$ de ST en la producción de biogás. Teniendo en cuenta lo anterior, se obtiene una producción anual de $17528,28\text{m}^3$ de biogás durante el año, lo que equivale a un flujo de combustible de $2\text{m}^3/\text{h}$.

$$0,271\text{m}^3/\text{kg} * 64680\text{ kg} = 17528,28\text{m}^3$$

$$17528,28\text{m}^3 * \frac{1\text{ año}}{365\text{ días} * 24\text{h}} = 2\text{m}^3/\text{h}$$

Se desea conocer si mediante la planta de CRO se pueden satisfacer las necesidades energéticas de la plantación. El principal requerimiento de electricidad en la producción de banano es para impulsar los sistemas de irrigación, que equivale a $11,9\text{ kWh/ha}$ [38].

El calor generado por el combustible, suponiendo una combustión perfecta, está dado por el poder calorífico del biogás el cual es 7 Kwh/ m^3 [32], y por el flujo volumétrico del combustible, el cual corresponde a $2\text{ m}^3/\text{h}$, según el caso planteado anteriormente.

Ecuación 19: calor generado por el biogás

$$\dot{Q}_{gen} = 2 \frac{m^3}{h} * 7 \frac{kWh}{m^3} = 14 \text{ kW}$$

Teniendo en cuenta una eficiencia térmica del 83% en la caldera (catálogo anexo), el calor disponible es

$$\dot{Q}_{gen} = 14 \text{ kW} \times \text{Eficiencia de la caldera} = 11.62 \text{ kW}$$

La eficiencia anterior (en la caldera) se toma teniendo en cuenta varios aspectos. Primero, el porcentaje de metano disponible en el biogás de los Residuos de Cosecha de Banano mostrado en los estudios de Kalia et al [21] previamente mencionado, con un 72% de metano.

Según información disponible en la industria, el biogás muestra características parecidas al gas natural [32], por lo que es posible adaptar calderas industriales de gas natural a biogás. Por otra parte, la literatura muestra eficiencias cercanas al 69% en la combustión del biogás en quemadores caseros [52], pero esta puede ser incrementada en quemadores industriales.

Algunas consideraciones importantes para el uso de biogás en quemadores industriales son los materiales y dimensiones de las válvulas, para aumentar el paso de aire y evitar corrosiones. La deshumidificación antes del quemador y el control del volumen de sulfhídrico (0,1% VOL) también son factores importantes.

A continuación, se desglosa el balance de energía y exergía usados para el diseño del CRO (4.3 y 4.4). Luego se plantea el esquema del ciclo, consideraciones termodinámicas y diseño de este, para posteriormente resolver los estados termodinámicos del mismo (Fig 11) y el trabajo de los equipos (Caldera, turbina, condensador y bomba).

4.3 Balance de energía

Tabla 6.

Balance de energía para el CRO.

Componente	Ecuación
------------	----------

Bomba (1-2)	(10) $\dot{W}_p = \frac{\dot{W}_{p,ideal}}{\eta_p} = \frac{\dot{m}(h_{2s}-h_1)}{\eta_p}$
Caldera (2-3)	(12) $\dot{Q}_b = \dot{m}(h_3 - h_2)$
Turbina (3-4)	(13) $\dot{W}_T = \dot{W}_{T,ideal}\eta_T = \dot{m}(h_3 - h_{4s})\eta_T$
Condensador	(14) $\dot{Q}_c = \dot{m}(h_4 - h_1)$
Eficiencia térmica del ciclo	(16) $\eta_{th} = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_b} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_p}{\dot{Q}_b}$

Nota. La tabla muestra las ecuaciones para el balance de energía del CRO.

4.4 Balance de exergía

La exergía mide la capacidad de un sistema de transformar la energía disponible en trabajo útil, a medida que el fluido pasa del estado específico a un estado final en equilibrio con sus alrededores. A diferencia de la energía, la exergía no es conservada en el sistema, esta es destruida en el sistema. La destrucción de exergía es la medida de irreversibilidades que son la causa de pérdidas de desempeño [37]. La exergía se representa con [kW] y la exergía específica con [kJ/kg]. El flujo de exergía en un sistema se compone de la exergía cinética, potencial, física y química [47];

Ecuación 20: Balance de exergía

$$E = \dot{E}_k + \dot{E}_p + \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch}$$

Ecuación 21: exergía específica

$$e = e_k + e_p + e_{ph} + e_{ch}$$

Ecuación 22: Relación de exergía y exergía específica

$$e = \frac{\dot{E}}{\dot{m}}$$

En este estudio la exergía cinética y potencial se consideran despreciables. La exergía química es el máximo trabajo obtenible desde un sistema a la temperatura y presión de referencia (Estado muerto) que implican la transferencia de calor y el intercambio de sustancias con el medio ambiente [34]. Las temperaturas y presiones dentro el CRO son altas y al estar los fluidos de trabajo en estado líquido su exergía química va a ser muy pequeña y tiende a cero, por lo cual se considera despreciable. Este caso es diferente para los ciclos de potencia que presentan combustión dentro del ciclo, ya que la potencialidad de pérdida exergética es alta y la exergía química es mayor [34].

La exergía física se calcula como [34]:

Ecuación 23: exergía física

$$e_{ph} = h - h_0 - T_0(S - S_0)$$

Donde:

h es la entalpía del flujo

h_0 , T_0 y S_0 es la entalpía, temperatura y entropía en estado muerto ($T=25^\circ\text{C}$ y $P=101,31$ kPa)

También se calculan otros parámetros para el análisis de exergía [37]:

El grado de perfección termodinámica: es la relación entre la salida de exergía del elemento i (E_i^{sal}) y la entrada de exergía al elemento i (E_i^{ent}). Se puede expresar como:

Ecuación 24: grado de perfección termodinámica

$$\alpha_i = \frac{E_i^{sal}}{E_i^{ent}} = 1 - \frac{\varphi_i}{E_i^{in}}$$

Donde φ_i es la pérdida de exergía del elemento i :

Ecuación 25: pérdida de exergía

$$\varphi_i = E_i^{ent} - E_i^{sal}$$

Idealmente, el grado de perfección termodinámica de un elemento es 1, lo cual solo ocurre cuando la pérdida de exergía del elemento es cero. En consecuencia, entre más alto sea el grado de perfección termodinámica de cualquier elemento, más alto será su desempeño.

La pérdida de exergía total del sistema y grado de perfección termodinámica son los siguientes:

Ecuación 26: pérdida de exergía del sistema

$$\varphi_{sistema} = \sum_{i=1}^n \varphi_i$$

Ecuación 27: Grado de perfección termodinámica del sistema

$$\alpha_{sistema} = \frac{E_{sistema}^{sal}}{E_{sistema}^{ent}}$$

Eficiencia exergética

La eficiencia exergética de un elemento i se define como la relación entre la exergía utilizada por el elemento (E_i^u) y la exergía disponible para el mismo elemento (E_i^a):

Ecuación 28: Eficiencia exergética

$$\eta_{exergía}^i = \frac{E_i^u}{E_i^a}$$

La eficiencia exergética del sistema es la relación entre su exergía utilizada y la exergía disponible. Se puede expresar como:

Ecuación 29: Eficiencia exergética del sistema

$$\eta_{exergía,sistema} = \frac{E_{sistema}^u}{E_{sistema}^a}$$

Coefficiente de influencia

El coeficiente de influencia del elemento i se define como la relación entre la exergía disponible para el elemento i y la exergía total disponible del sistema:

Ecuación 30: Coeficiente de influencia

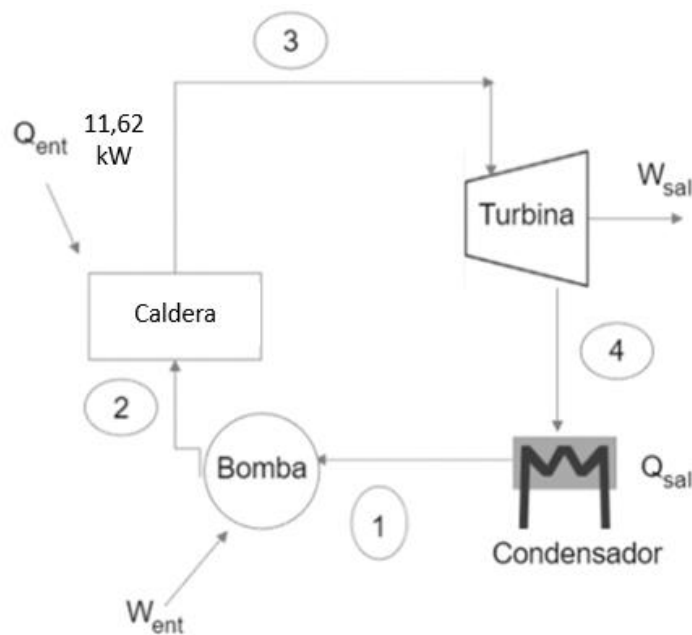
$$\beta_i = \frac{E_i^a}{E_{sistema}^a}$$

De hecho, β Es la importancia o peso de un elemento en el desempeño total del sistema y ayuda a identificar los elementos del sistema que tienen más impacto en la eficiencia térmica del ciclo.

4.5 Esquema del ciclo y consideraciones termodinámicas

Figura 12.

Esquema del Ciclo Rankine Orgánico



Nota. La figura muestra los equipos del Ciclo Rankine y la información disponible para su diseño.

Consideraciones termodinámicas:

Primero es importante conocer el estado en el que se encuentra el fluido de trabajo en cada uno de los cuatro puntos del ciclo, debido a que los valores de entalpía y entropía se encuentran tabulados en tablas de propiedades con valores para diferentes presiones y temperaturas.

Una consideración importante es que en el **punto 4**, a la salida de la turbina, el fluido se encuentra en un estado de vapor sobrecalentado y no de mezcla. Lo anterior debido a las propiedades del

refrigerante (R245fa) escogido, que se amplían a continuación. Esta es una diferencia considerable respecto a otros fluidos usados para los Ciclo Rankine Orgánicos y principalmente respecto a los Ciclo Rankine convencionales, donde el agua u otro fluido se condensa parcialmente en la turbina y sale como una mezcla. Esta diferencia es clave para alargar la vida útil de la turbina.

El objetivo es encontrar el flujo másico necesario para que el ciclo opere con la capacidad de calor disponible, aplicar las ecuaciones de energía planteadas anteriormente y simular el ciclo por medio del software EES variando la presión en la caldera para buscar mejorar la eficiencia térmica del ciclo y la producción de trabajo útil en la turbina.

Tabla 7.

Estados del fluido

Punto	Estado del fluido
1	Líquido Saturado
2	Líquido comprimido
3	Vapor sobrecalentado
4	Vapor sobrecalentado

Nota. La tabla muestra los estados del fluido a lo largo del ciclo.

A continuación, se describen consideraciones termodinámicas para el diseño preliminar del ciclo teniendo en cuenta las condiciones de operación para el caso planteado anteriormente.

4.5.1 Fluido de trabajo

Es importante escoger un fluido de trabajo apropiado para el CRO. El autor M.E. Barbosa estudió el rendimiento termodinámico de diferentes fluidos de trabajo [34].

Fluidos de trabajo para CRO

Tabla 8.

Posibles fluidos de trabajo para Ciclo Rankine Orgánico

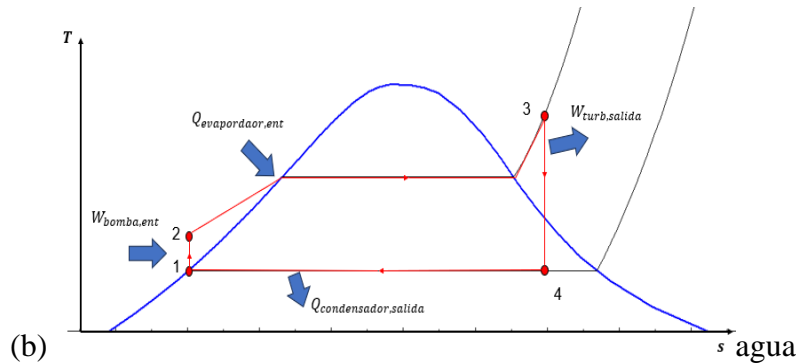
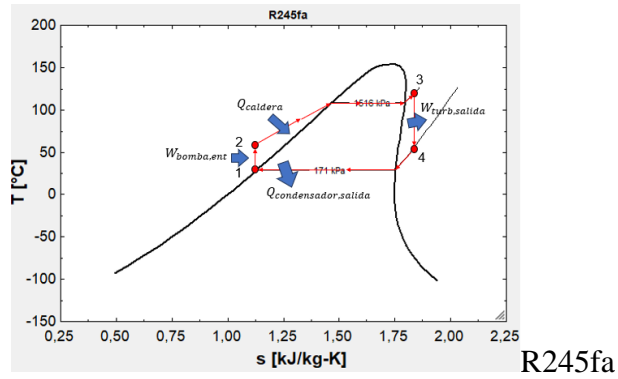
Fluido de Trabajo	de	Eficiencia Térmica (%)	Pmin (kPa)	Pmax (kPa)	Tmin (K)	Tmax (K)
R141B		15,48	110	1100	307,6	396,5
Etanol		16,74	90	2200	348,6	458,4
n-Hexano		12,56	101	800	342,3	427,4
R113		13,49	101	800	320,6	401
R123		16,52	101	1400	300,8	400,9
Isopentano		13,17	101	720	300,9	373,1
R11		16,93	105	1228	298	393,1
R245fa		13,45	150	1265	298,6	298,9

Nota. La tabla muestra posibles fluidos para un CRO. Tomado de: *M. E. Barbosa, "Análisis del Ciclo de Rankine Orgánico Ideal mediante 8 Fluidos Orgánicos de Trabajo."*

Figura 13.

Diagrama T-s del refrigerante R245fa

(a)



Nota. En **a**, el proceso 3-4 ocurre completamente en la zona de vapor sobrecalentado mientras que en **b** (agua) el proceso 3-4 el fluido pasa de vapor a mezcla.

Los fluidos que presentan mayor eficiencia térmica son el R11, etanol, y R123. Sin embargo, Wanga et al [53] determinaron que otros parámetros son importantes para escoger el fluido de trabajo, como su inflamabilidad, estabilidad térmica, toxicidad, conductividad térmica y precio. Teniendo esto en cuenta, los refrigerantes R245fa y R245ca son los más viables desde un punto de vista de seguridad e impacto ambiental, ofreciendo una eficiencia un poco más baja que los fluidos más eficientes (3,29% menos que el Etanol). [53]

El refrigerante R245fa fue escogido como fluido de trabajo. Los fluidos de trabajo para CRO se clasifican en húmedo, seco e isentrópico, según la pendiente (dT/ds) de la línea de vapor saturado

en un diagrama T-s [46]. Los fluidos secos e isentrópicos se prefieren para los CRO, para evitar una fase líquida (condensación en forma de gotas) en la etapa de expansión, que puede generar desgaste en el expansor o turbina. La literatura sugiere el R245fa como un fluido apropiado para el CRO y viable desde un punto de vista medio ambiental y de seguridad [46].

4.5.2 Temperatura de condensación

La temperatura de condensación se asume en 33°C, siendo esta la temperatura promedio de la región (Sevilla, Zona Bananera, Magdalena). Esto quiere decir que el fluido se condensa a una presión constante de 198,88 kPa. (Anexo tabla de propiedades termodinámica R245-fa)

4.5.3 Calor disponible

El calor disponible para la caldera fue calculado a partir de la biomasa disponible para el caso de estudio (ver Figura 11) y es de 14 kW. Sin embargo, es necesario adaptar una caldera para calentar un fluido térmico (R245fa) y que normalmente trabaja con gas natural, para trabajar con biogás. El primer punto a tener en cuenta es la calidad del biogás obtenido (72%) de metano. A partir de aquí, la literatura muestra que se puede obtener un rendimiento similar al gas natural con un 65% de metano, como lo muestra la tabla 6.

Tabla 9.

Comparación entre biogás y gas natural

Valores	Biogás*	Gas Natural
Valor Calorífico (Kwh/ m ³)	7.0	10
Densidad (t/m ³)	1.08	0.7
Densidad con respecto al aire	0.81	0.54
Límite de explosión (% de gas en el aire)	6- 12	5- 15
Temperatura de encendido	687	650
Máxima velocidad de encendido en el aire (m/s)	0.31	0.39
Requerimiento teórico de aire (m ³ /m ³)	6.6	9.5

Nota. La tabla compara el biogás y el gas natural. Tomado de: Ministerio de Energía y M. T. Varnero Moreno, “Manual de Biogás”, Reporte técnico ISBN 978-95-306892-0 Chile: FAO, 2011.

Adicionalmente, algunos estudios muestran eficiencias del 69% en la combustión del biogás en calderas artesanales y que pueden ser mejoradas en calderas industriales [52].

considerando lo anterior, se tiene en cuenta una eficiencia del 83% en la caldera

4.5.4 Presión en la caldera

La presión en la caldera es uno de los parámetros a analizar mediante iteraciones en software. En el planteamiento preliminar se tomó una presión de 788,81 kPa por ser la presión de saturación del fluido a 80°C.

4.5.5 Eficiencia isentrópica de la bomba

La eficiencia isentrópica de la bomba es de 75% considerando los estudios de Li et al. [49]

4.5.6 Eficiencia isentrópica de la turbina

La eficiencia isentrópica de la turbina es de 80% considerando las opciones disponibles en catálogo (ver anexo 1).

Tabla 10.

Variables asumidas para el diseño inicial del ciclo

Variable	Valor	Consideraciones
Temperatura de condensación	33°C	Temperatura ambiente de la región
Fluido de trabajo	R245fa	[35], [46],[49]
Calor disponible	11,62 kW	Calculado a partir de la biomasa disponible
Presión en la caldera	788,81 kPa	Presión de saturación a 80°C
Eficiencia isentrópica de la bomba	75%	[49]
Eficiencia iséntropica de la turbina	80%	Catálogo (Anexo 1)

Nota. La tabla muestra algunas suposiciones termodinámicas para el diseño del ciclo.

4.6 Análisis del CRO

4.6.1 Flujo másico

Como primer paso para diseñar el CRO se debe encontrar el flujo másico requerido para el ciclo. Los datos conocidos son el calor disponible a partir del combustible (biogás), por lo que se realiza el balance de energía en la caldera para encontrar el flujo másico.

El balance de energía en la caldera está dado por la ecuación 12:

$$\dot{Q}_b = \dot{m}(h_3 - h_2)$$

En esta ecuación se conocen el Calor \dot{Q}_b y la entalpía h_2 . Se conoce a partir de la presión asumida y porque el fluido es un vapor sobrecalentado en el estado 3.

Para determinar el flujo másico de manera preliminar, se asume que el fluido es un vapor saturado a la entrada la caldera, de este modo se puede encontrar h_2 usando las tablas de propiedades termodinámicas del fluido.

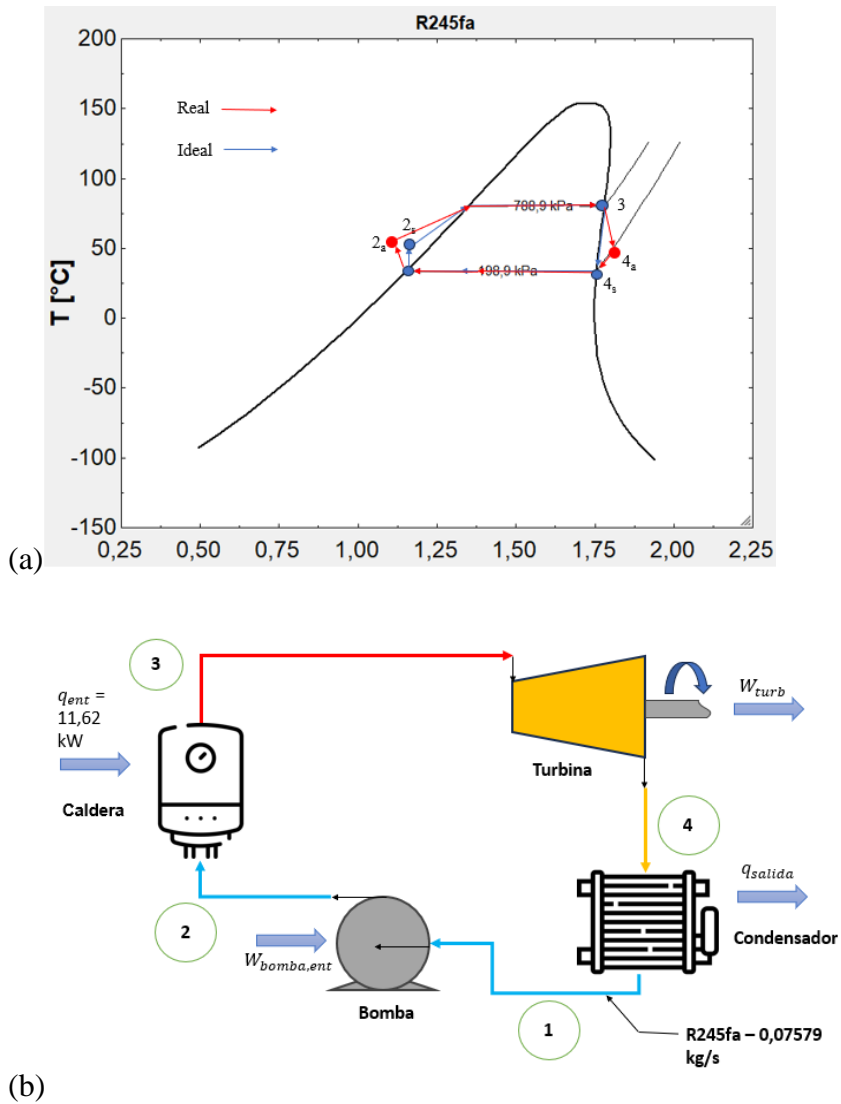
reemplazando y despejando en (12);

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_b}{h_3 - h_2} = \frac{11.62 \text{ kW}}{463,8 - 310,5 \text{ [kJ/kg]}} = 0,07579 \text{ kg}$$

A continuación, la Figura 14 detalla los cálculos realizados para determinar los Estados termodinámicos del fluido en los puntos 1,2,3 y 4 (Fig 11) y realizar el balance energético de los equipos, aplicando las ecuaciones de la Tabla 3.

Figura 14.

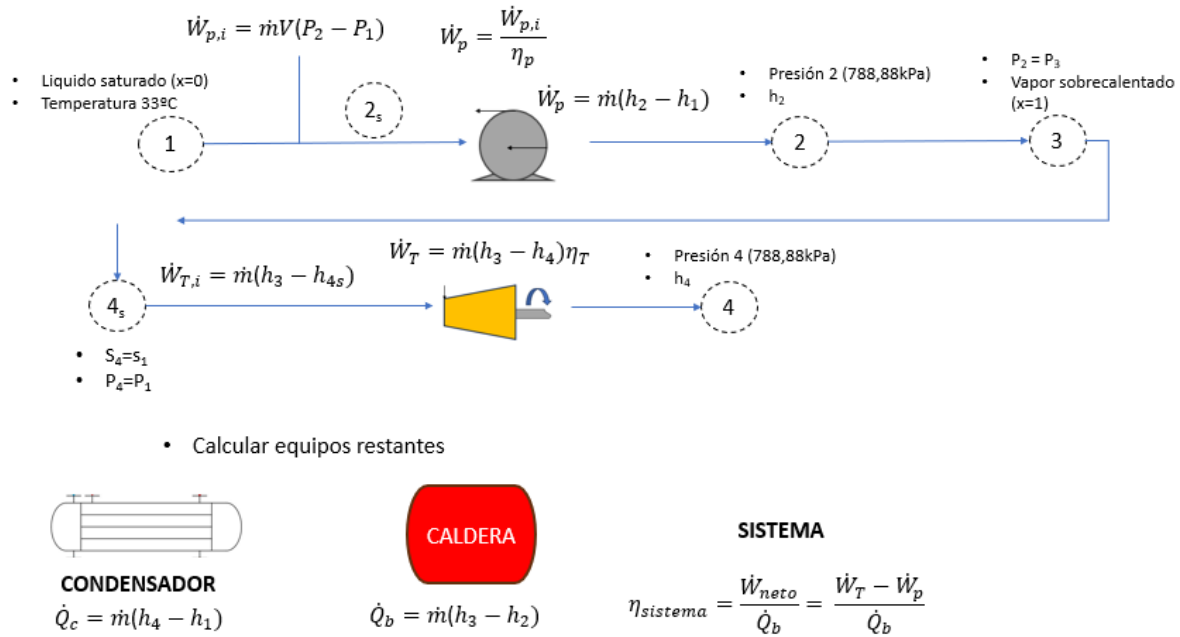
Esquema del Ciclo Rankine Orgánico



Nota. La figura muestra los Estados considerados en el análisis termodinámico

Figura 15.

Cálculos realizados para el Ciclo Rankine Orgánico



Nota. La figura muestra los pasos para determinar los estados y el balance de energía del ciclo.

4.6.2 Estado 1

El fluido de trabajo se encuentra a 33°C en estado de Líquido saturado (calidad 0). Con esta información se puede determinar la entalpía y entropía por medio de tabla de propiedades.

Figura 16.

Propiedades para el estado 1

Temperatura °C	Presión kPa	Densidad específica kg/m ³		Densidad específica m ³ / kg		Entalpía específica kJ/kg			Entropía específica kJ/kg K	
		líquido	vapor	líquido	vapor	líquido	evap.	vapor	líquido	vapor
32	192,09	1319,60	10,864	0,00075783	0,092049	242,31	186,68	428,99	1,1461	1,7578
33	198,88	1316,80	11,23	0,00075943	0,089045	243,67	186,07	429,74	1,1505	1,7583
34	205,86	1314,00	11,606	0,00076105	0,086159	245,03	185,46	430,49	1,1549	1,7587

Nota. Tomado de tabla de propiedades R245fa (ver anexo 6).

4.6.3 Bomba (Proceso 1-2)

En el estado solamente se conoce la presión asumida para la caldera, P2. Con la diferencia de presiones, se puede encontrar el trabajo ideal de la bomba:

$$W_{p,ideal} = \dot{m}V(P_2 - P_1) \quad (2)$$

$$W_{p,ideal} = 1[kJ/kg] * 0,00075943[m^3/kg] * (788,88[kPa] - 198,88[kPa])$$

$$W_{p,ideal} = 0,0339[kW]$$

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{W}_{p,ideal}}{\eta_p} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_{2s})}{\eta_p} = \frac{0,488}{0,75} = 0,04528 \text{ kW} \quad (10)$$

El trabajo en la bomba se calculó usando la ecuación 10, donde h2s es la entalpía ideal, calculada a partir de la presión P2 y la entropía s1, ya que en un proceso ideal s2=s1. Una vez se conoce el trabajo de la bomba, se calcula la entalpía h2 usando la ecuación 1.

4.6.4 Estado 2

Una vez calculado, el trabajo real de la bomba se puede usar para hallar la entalpía 2 real h2 y determinar el estado conociendo su entalpía y presión.

$$\dot{W}_p = \dot{m}(h_{2s} - h_1), \text{ reemplazando:}$$

$$0,04528kW = 0,0759kg/s (h_2 - 234.67)$$

$$h_2 = 244,267 [kJ/kg]$$

4.6.5 Estado 3

El estado 3 se determinó conociendo la iteración anterior P2=P3 y que el fluido debe estar en un estado de vapor sobrecalentado (calidad 1).

Figura 17.

Propiedades para el Estado 3

Temperatura °C	Presión kPa	Densidad específica kg/m ³		Densidad específica m ³ / kg		Entalpia específica kJ/kg			Entropía específica kJ/kg K	
		liquido	vapor	liquido	vapor	liquido	evap.	vapor	liquido	vapor
80	788,81	1170,30	43,574	0,00085451	0,022949	310,50	153,30	463,80	1,3519	1,786
81	808,64	1166,70	44,708	0,00085713	0,022368	312,00	152,48	464,48	1,3561	1,7866

Nota. Tomado de tabla de propiedades R245fa (anexo 6).

4.6.6 Estado 4s

En un estado ideal, la entropía $s_{4s} = s_3 = 1,786 \text{ kJ/kg}$ y $P_4 = P_1 = 198,88 \text{ kPa}$

El estado 4 real no se conoce, es necesario calcular la turbina y posteriormente determinar el estado 4 real usando la entalpía real h_4 .

La entalpía en el estado ideal h_{4i} se calcula con ayuda del software EES, conociendo la entropía s_{4i} y presión P_4 , $h_{4s} = 438,5 \text{ kJ/kg}$.

Figura 18.

Código en EES para calcular el Estado 4

```
P[4]=198,88[kPa]
s_4_i=1,786[kj/kg]
h_4_i=enthalpy(R245fa;p=P[4];s=s_4_i)
```

Nota. La figura muestra el código empleado en el software EES.

4.6.7 Turbina

Se calculó el trabajo en la turbina con la ecuación $\dot{W}_T = \dot{W}_{T,ideal} \eta_T = \dot{m} (h_3 - h_{4s}) \eta_T$ (13).

$$\dot{W}_T = 0,07579 \text{ kg/s} * (463,8 \text{ kJ/kg} - 438,5 \text{ kJ/kg}) * 0,80$$

$$\dot{W}_T = 1,539 \text{ kW}$$

Estado 4

Conociendo \dot{W}_T , se despeja h_4 (real) de la ecuación (13) y se obtiene

$$h_4 = h_3 - \frac{\dot{W}_T}{\dot{m}} = 463,81 \text{ kJ/kg} - \frac{1,539 \text{ kW}}{0,07579 \text{ kg/s}} = 443,504 \text{ kJ/kg}$$

Finalmente, el estado 4 se calcula utilizando la presión P_4 que es igual a P_1 y la entalpía h_4 hallada gracias a la turbina.

4.6.8 Sistema

Posteriormente se calcularon el calor requerido en la caldera, calor rechazado por el condensador y la eficiencia térmica del ciclo, utilizando las ecuaciones 12, 14 y 16, respectivamente.

Calor requerido en la caldera:

$$(12) \dot{Q}_b = \dot{m}(h_3 - h_2) = 0,07579 \text{ kg/s} * (463,8 \text{ kJ/kg} - 244,267 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q}_b = 16,638 \text{ kW}$$

Calor rechazado por el condensador:

$$(14) \dot{Q}_c = \dot{m}(h_1 - h_4) = 0,07579 \text{ kg/s} * (243,67 \text{ kJ/kg} - 443,504 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q}_c = -15,145 \text{ kW}$$

Eficiencia térmica del sistema:

$$16) \eta_{th} = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_b} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_p}{\dot{Q}_b} = \frac{1,535 \text{ kW} - 0,04528 \text{ kW}}{16,638 \text{ kW}} = 0,08958 = 8,96\%$$

Tabla 11.*Parámetros preliminares para el CRO.*

	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg)	Calidad (x)
1	198,9	33	243,7	1,151	0
2	788,9	33,29	244,267	1,152	-
3	788,9	80	463,8	1,786	1
4	198,9	48,24	443,504	1,802	1

Nota. La tabla muestra los parámetros para el primer ciclo simulado.

Tabla 12.*Parámetros de desempeño para el CRO preliminar.*

Parámetro	\dot{m}	Tmax	Tmin	Pmax	Pmin	Went (kW)	Wsal	Wneto	Qen	Qsal	Eficiencia
Valor	0,07579	80	33	788,9	198,9	0,04542	1.538	1,492	16,52	15,02	8,96
Unidades	kg/s	°C	°C	Kpa	Kpa	kW	kW	kW	kW	kW	%

Nota. La tabla muestra los parámetros de desempeño para primer ciclo simulado.

El diseño preliminar muestra una eficiencia de 8,96% y requiere un aporte de calor de 16,63 kW en la caldera. A continuación, se realizaron simulaciones en EES variando la presión en la caldera para buscar un mejor rendimiento del ciclo. Posteriormente es necesario ajustar el flujo másico sea menor y se ajuste al calor disponible de 11,62 kW.

4.7 Análisis con variación de parámetros

Una vez resuelto el CRO, se programa en EES para realizar las variaciones de presión y flujo másico. Por cuestiones prácticas, en el software, la bomba se denota con p “pump”, la caldera con b de “boiler” y la turbina con T, así como los estados ideales se denota con i. En el software, los estados termodinámicos también pueden ser determinados a partir de dos variables conocidas, los datos obtenidos como entalpía, entropía, presión y temperatura son comparadas con las tablas termodinámicas y muestran ligeras variaciones.

Tabla 13.

Iteraciones realizadas para P2.

Ensayo	P1 [kPa]	T1 [°C]	P2 [kPa]	T2 [°C]	P3 [kPa]	T3 [°C]	P4 [kPa]	T4 [°C]
1	196,9	33	788,9	33,33	788,9	79,9	788,9	45,97
2	196,9	33	900	33,39	900	85,23	196,9	47,48
3	196,9	33	1000	33,45	1000	89,61	196,9	48,7
4	196,9	33	1100	33,5	1100	93,69	196,9	49,8
5	196,9	33	1200	33,56	1200	97,5	196,9	50,81
6	196,9	33	1300	33,61	1300	101,1	196,9	51,72
7	196,9	33	1400	33,67	1400	104,5	196,9	52,55
8	196,9	33	1500	33,73	1500	107,7	196,9	53,3

Nota. La tabla muestra los datos obtenidos para un flujo másico de 0,07579 kg/s. Datos asumidos, P2 y P3 son variables y el resto de los datos (P1, T2, T3, P4, T4) son resultantes de la simulación-

Tabla 14.

Entalpía y entropía para los ensayos realizados.

Ensayo	s1 [kJ/kg K]	h1 [kJ/kg]	s2 [kJ/kg K]	h2 [kJ/kg]	s3 [kJ/kg K]	h3 [kJ/kg]	s4 [kJ/kg K]	h4 [kJ/kg]
1	1,149	243,1	1,149	243,7	1,779	461,6	1,795	441,4
2	1,149	243,1	1,149	243,8	1,783	465,1	1,8	442,8

3	1,149	243,1	1,149	243,9	1,785	467,9	1,804	444
4	1,149	243,1	1,149	244	1,787	470,4	1,807	445,1
5	1,149	243,1	1,149	244,1	1,789	472,7	1,81	446,1
6	1,149	243,1	1,149	244,2	1,791	474,8	1,813	447
7	1,149	243,1	1,149	244,3	1,793	476,7	1,815	447,8
8	1,149	243,1	1,149	244,4	1,794	478,4	1,818	448,5

Nota. La tabla muestra los datos obtenidos para un flujo másico de 0,07579 kg/s.

Tabla 15.

Parámetros de flujo obtenidos para los ensayos

Ensayo	1	2	3	4	5	6	7	8	Unidad
T _{max}	79,9	85,23	89,61	93,69	97,5	101,1	104,5	107,7	°C
T _{min}	33	33	33	33	33	33	33	33	°C
P _{máx}	788,88	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	kPa
P _{min}	196,9	196,9	196,9	196,9	196,9	196,9	196,9	196,9	kPa
W _{entrada}	0,0478	0,0568	0,0648	0,0728	0,0801	0,089	0,097	0,105	kW
W _{salida}	1,618	1,777	1,903	2,018	2,122	2,217	2,305	2,386	kW
W _{neto}	1,57	1,72	1,839	1,945	2,041	2,128	2,208	2,281	kW
Q _{entrada}	17,38	17,65	17,86	18,05	18,23	18,38	18,53	18,66	kW
Q _{salida}	15,81	15,93	16,02	16,11	16,19	16,26	16,32	16,38	kW
η _{termica}	9	9,75	10,29	10,77	11,2	11,58	11,92	12,22	%

Nota. La tabla muestra los datos obtenidos para un flujo másico de 0,07579 kg/s. **Datos asumidos.**

Se observa que incrementando la presión de la caldera (P2) el ciclo logra una eficiencia y potencia más alta. Sin embargo, el calor requerido fue mayor que el calor disponible definido (11,62kW), por lo que es necesario ajustar el flujo másico.

4.7.1 Cálculos para el flujo másico

El flujo másico se calcula a partir de los parámetros encontrados anteriormente:

-Presión de la caldera 1500 kPa

-Presión del condensador: 198 kPa

-Potencia de salida (turbina): 1,49 kW

Teniendo en cuenta el estado 3; presión 1500 kPa y temperatura 108°C, la entalpía $h_3 = 478,4$ [kJ/kg] y la entalpía h_4 se calculó el flujo másico para ajustarse al calor disponible de 14 kW.

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_3 - h_4)$$

$$1,49 \text{ kW} = \dot{m} (478,4 \text{ kJ/kg} - 448,5 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{m} = \frac{1,49 \text{ kW}}{29,9 \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m} = 0,0496 \text{ kg/s}$$

Se redujo el flujo másico para ajustar el calor requerido, se optó por un flujo másico de 0,0496 kg/s.

Tabla 16.

Parámetros finales de desempeño

\dot{m} (kg/s)	T_{\max} (°C)	T_{\min} (°C)	P_{\max} (kPa)	P_{\min} (kPa)	W entrada (kW)	W salida (kW)	W_{neto} (kW)	Q_{entrada} (kW)	Q_{salida} (kW)	η_{termica} (%)
0,0496	107,7	33	1500	196,9	0,0654	1,484	1,418	11,61	10,91	12,22

Nota. La tabla 16 muestra los parámetros finales escogidos luego de ajustar el flujo másico para cumplir con el calor disponible.

Tabla 17.

Parámetros de flujo para el CRO final

Punto	Presión (kPa)	Temperatura [°C]	entalpía (kJ/kg)	entropía (kJ/kg-K)	calidad (x)
1	196,9	33	243,1	1,149	0
2	1500	33,73	244,4	1,15	-100
3	1500	107,7	478,4	,1794	1
4	196,9	53,3	448,5	1,818	1

Nota. La tabla muestra los parámetros de flujo para el ciclo final.

4.7.2 Cálculos para el condensador

Finalmente, se calculan las dimensiones del condensador necesarias para que pueda rechazar el calor requerido para el ciclo calculado, en este caso 10,91 kW.

El fluido disponible para refrigerar el condensador es agua que fluye en un río cercano a 17°C. En la normativa nacional, la resolución 631 de 2015 no establece disposiciones sobre la temperatura máxima de aguas residuales. Se usa un intercambiador de placas para el condensador debido a su diseño compacto, más adecuado para aplicaciones pequeñas.

Fluido Caliente

Entrada: R245fa a 53,33°C

Salida: R245fa a 33°C

Fluido Frío

Entrada: Agua a 17°C

Salida: Agua a 22°C

Es necesario calcular el área superficial de transferencia de calor para dimensionar el condensador. La transferencia de calor está dada por:

Ecuación 31:

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{ml}$$

El coeficiente de transferencia de calor U es desconocido pero la literatura muestra estudios sobre el coeficiente de transferencia de calor en refrigerantes de tipo hidrocarburo parecidos al R245fa [53]. Se asume un coeficiente de transferencia de calor $U = 2368,39 \frac{W}{m^2K}$

Cálculo de ΔT_{ml} :

Ecuación 32:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \text{ donde } \Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal} = 53,33^\circ C - 22^\circ C = 31,33$$

$$\text{y } \Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent} = 33^\circ C - 16^\circ C = 17^\circ C$$

$$\Delta T_{ml} = 23,42^\circ C$$

$$A_s = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_{ml}} = \frac{1091 W}{2326,39 \frac{W}{m^2K} * 23,42} = 0,02 m^2$$

El flujo másico de agua necesario está dado por:

Ecuación 33:

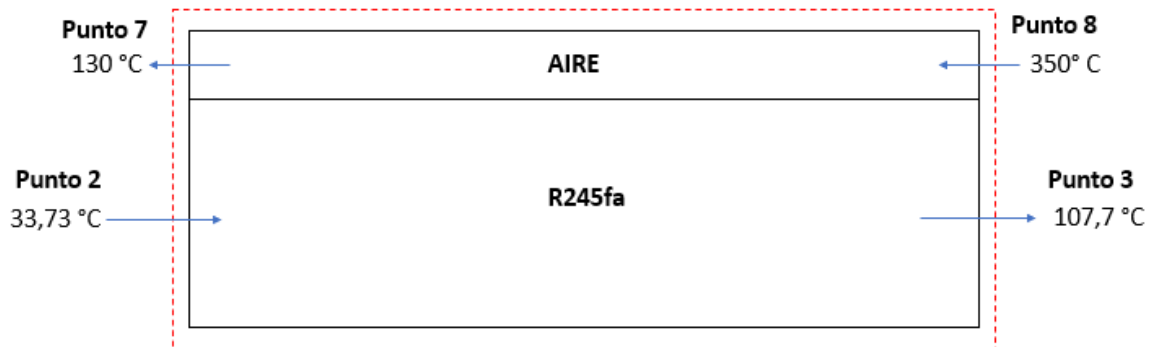
$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_{ent} - T_{sal})_{agua}, \text{ despejando el flujo másico se tiene } \dot{m} = \frac{\dot{Q}}{C_p (T_{ent} - T_{sal})_{agua}}$$

$$\dot{m} = 0,435 kg/s$$

4.7.3 Cálculos para la caldera

Figura 19.

Balance de energía en la caldera



Nota. La figura muestra el balance de energía en la caldera.

Aplicando la ecuación (33) $\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_{ent} - T_{sal})_{aire}$ se obtiene $\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{C_p(T_{ent}-T_{sal})_{aire}}$

$$\dot{m} = 0,082 \text{ kg/s}$$

4.8 Evaluación exergética

Para calcular los parámetros de desempeño de exergía se calculó la exergía en los distintos puntos del ciclo usando la ecuación $e_{ph} = h - h_0 - T_0(S - S_0)$ y por:

Ecuación 34:

$e_{ph} = h - h_0 - T_0 \left[S - S_0 - R \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \right]$ para gases ideales, por medio del software EES (anexo 2).

Tabla 18.*Exergía en los puntos del ciclo.*

Punto	e (kJ/kg)	E (kW)
1	21,65	1,0784
2	21,62	1,072
3	235,6	11,686
4	205	10,168
5	0	0
6	87,47	4,338
7	301,1	165,605
8	213,3	117,315

Nota. La tabla muestra la exergía específica y exergía para cada punto del ciclo.

Con los parámetros de flujo obtenidos se calculó la exergía destruida en cada elemento φ_i , su grado de perfección termodinámica α_i , el coeficiente de influencia β_i y la eficiencia exergética $\eta_{exergía}^i$.

Tabla 19.*Evaluación exergética del CRO.*

Elemento	E_i^{ent} (kW)	E_i^{sal} (kW)	φ_i (kW)	E_i^u (kW)	E_i^a (kW)	α_i (%)	β_i (%)	$\eta_{exergía}^i$ (%)
Bomba	1,0738 4	1,0724	0,0014 4	0,00149	0,06538	99,86	0,257	2,202
Caldera	36,376	22,756	13,62	10,61	13,62	62,56	53,64	77,92
Turbina	11,69	10,168	1,52	1,484	1,52	87,01	5,97	97,8

Condensador	10,168	5,41	4,76	4,76	10,19	53,23	40,13	46,7
Sistema Total	59,3	39,4	19,89	16,86	25,39	66,45	-	66,37

Nota. La tabla muestra diferentes parámetros exergéticos para evaluar el desempeño del ciclo.

Selección de equipos

1. Bomba

La bomba debe seleccionarse según el trabajo entrante calculado requerido para bombear el fluido líquido hasta la caldera, el cual fue de 0,065 kW. También se debe tener en cuenta que el flujo másico requerido en el CRO es bajo. Esto es importante porque algunas bombas necesitan un caudal mínimo para su correcto funcionamiento y refrigeración.

Se calcula el caudal (flujo volumétrico) del fluido de trabajo para seleccionar la bomba:

$$0,0496 \frac{kg}{s} * \frac{1m^3}{1316,8 kg} * \frac{3600s}{1h} = 0,1356 \frac{m^3}{h}$$

$$0,1356 \frac{m^3}{h} * \frac{1000L}{1m^3} = 135,6 L/h$$

Figura 20.

Curva de selección para bomba

Modelo / Model / Modèle				P1	P2	I (A)			Ø	Caudal / Flow / Débit (m³/h)																		
AISI 304	Cod.	AISI 316 L	Cod.	kW	kW	CV	1 ~ 230V	3 ~ 230V	3 ~ 400V	Asp	Imp	0	1,2	1,7	2,3	2,8	3,4	3,9	4,4	5,5	6,5	7,5	8,5	9,5	11	12,5	14	
3HM04S T	7100	3HM04N T	7900	0,47	0,3	0,4	-	2,0	1,1	1"	1"	29,1	27,8	26,3	24,3	21,7	18,6	14,8	10,2									

Nota. La figura muestra la curva de selección para la bomba, según está disponible en el catálogo. Tomado de: “Catálogo general 2024”, bomba serie HM-S, bombas hasa, Barcelona, España.

2. Caldera

La caldera modelo FT de VYC industrial es adecuada porque puede trabajar con fluidos térmicos, haciendo posible que se adapte al fluido de trabajo R245fa seleccionado para el ciclo. Adicionalmente, funciona con combustión de gas natural y puede adaptarse para la combustión

del biogás (<65% de Metano), que es el combustible usado en este proyecto. Este modelo comercial se toma como referencia, sin embargo, es necesario ajustar este tipo de caldera para una potencia calorífica menor (14 kW) ya que comercialmente está disponible a partir de 100 kW.

Figura 21.

Caldera FT



Nota. La figura muestra la caldera sugerida para el CRO. Tomado de: “*Catálogo calderas,*” Caldera modelo FT, VYC Industrial, Barcelona, España.

3. Turbina

La turbina seleccionada es el generador de turbina GET (catálogo anexo). Este puede trabajar con potencias desde 1 kW hasta 120 kW por lo cual es ideal para trabajar en fuentes de baja potencia como los CRO.

Figura 22.

Turbina - generador



Nota. La figura muestra la turbina-generador sugerida para el CRO. Tomado de: Catálogo “GET Turbine Generator”, DEPRAG, Amberg, Baviera, Alemania.

4. Condensador

Teniendo en cuenta la superficie de transferencia de calor $A_s = 0,02 \text{ m}^2$, se opta por un equipo coditer S4A con un área superficial de $0,04 \text{ m}^2$ (anexo).

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

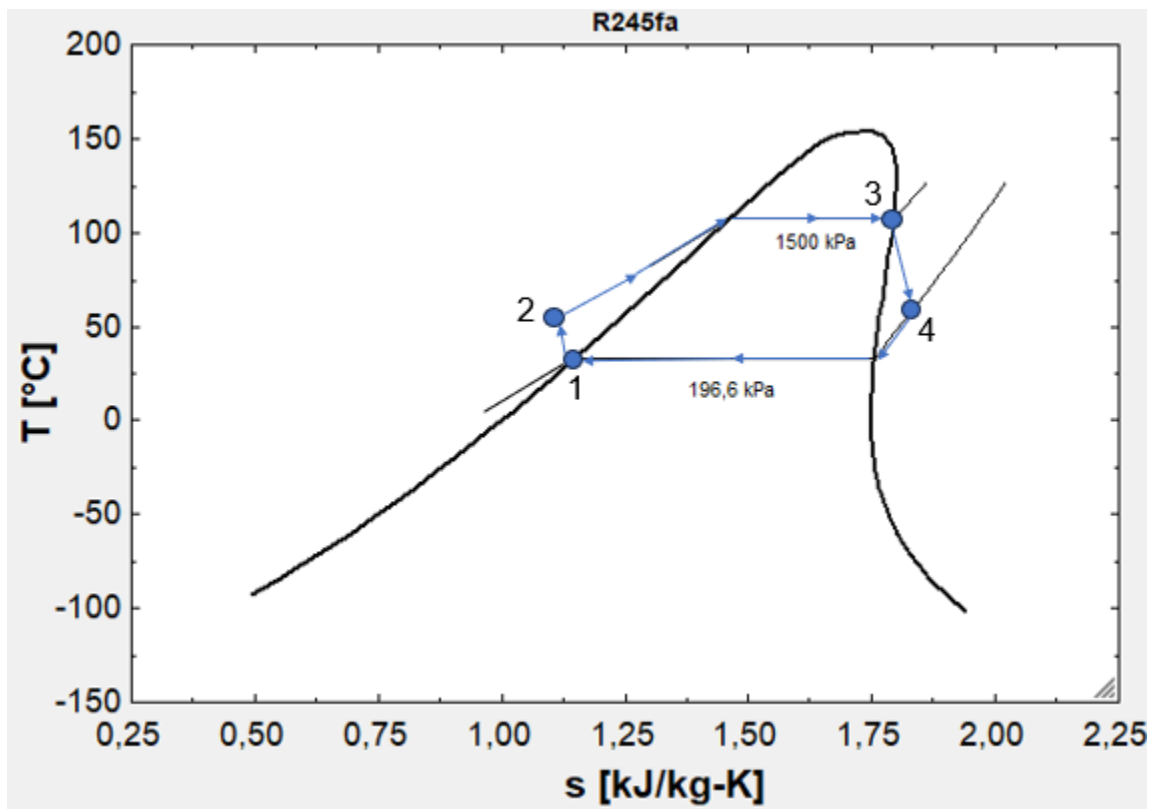
5.1 Parámetros de flujo

Se consideró una presión de 1500 kPa y temperatura de condensación de 33°C. El ciclo mostró una temperatura máxima y mínima de 107,7°C y 33°C, respectivamente. Las presiones máxima y mínima del ciclo son 1500 kPa y 196,9 kPa, respectivamente. Estos datos fueron obtenidos de la simulación en EES, reflejados en las Tablas 9 y 10 y en la figura 26 con un diagrama T-s.

El sistema generó una potencia neta de 1,484 kW a partir de los 11,61 kW de calor disponible, con una eficiencia térmica de 12,22%. Esto equivale a 12.999 kWh, con lo cual se pueden cubrir las necesidades energéticas de la producción (41,65 kWh) y aprovechar la electricidad restante para uso doméstico.

Figura 23.

Diagrama T-s del CRO obtenido.



Nota. La figura muestra el diagrama T-s del ciclo simulado en EES.

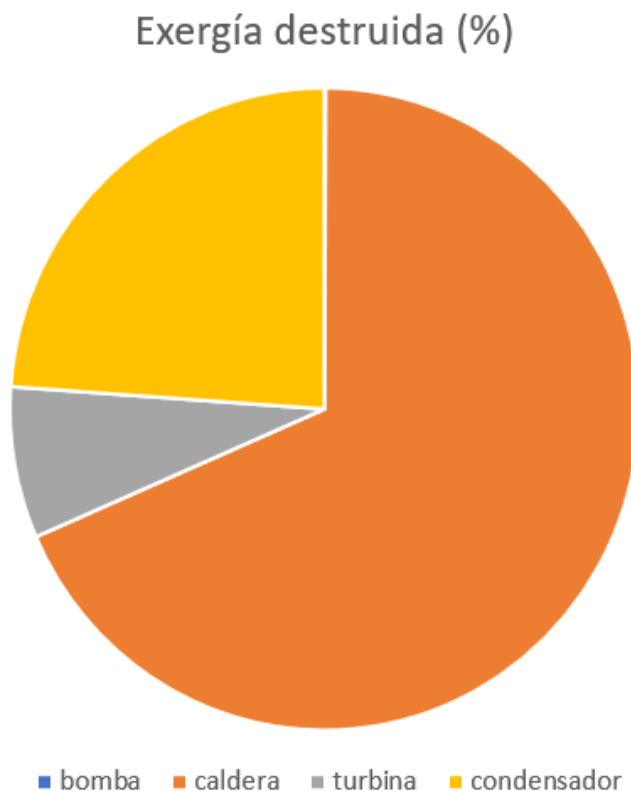
5.1.2 Evaluación exergética

La tabla 11 muestra las pérdidas de exergía en los distintos equipos del Ciclo Rankine Orgánico. Los equipos que presentan un menor grado de perfección termodinámica y a su vez mayor destrucción de exergía son la caldera y el condensador con el 62,56% y 53,23% respectivamente. Estos dos equipos son a su vez los de mayor influencia en la eficiencia exergética del ciclo con un 53.64 % y 40.13 % de influencia para la caldera y condensador respectivamente.

La bomba y la turbina muestran un grado de perfección termodinámica alto y por consiguiente una baja destrucción de exergía con 99,86 % y 86,01 % respectivamente. El sistema muestra un grado de perfección termodinámica de 66,45 % y una eficiencia exergética de 66,35%.

Figura 24.

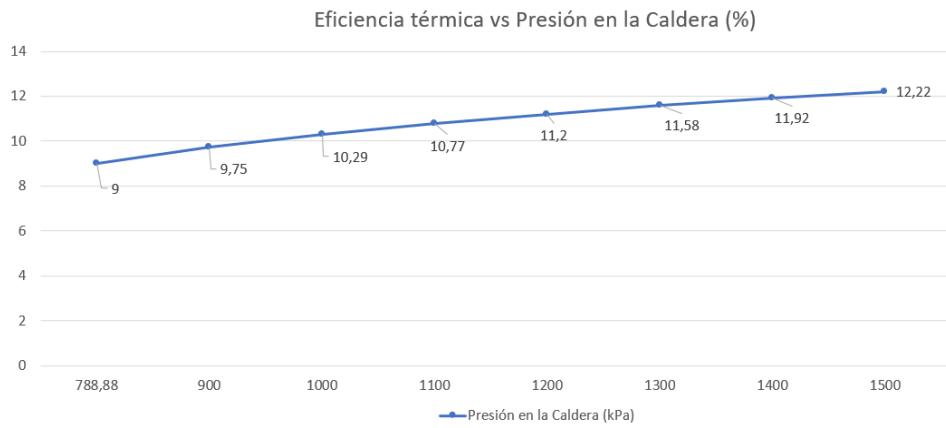
Exergía destruida en cada elemento del ciclo.



Nota. La figura muestra la importancia de cada elemento en la exergía destruída.

Figura 25.

Eficiencia térmica del ciclo



Nota. La figura muestra la eficiencia térmica de la caldera al aumentar la presión en la misma.

6. CONCLUSIONES

En este trabajo se evaluó la posibilidad del uso de una planta con un CRO y biogás como combustible, por medio de la Digestión Anaerobia de Residuos de Cosecha de Banano. Las conclusiones están enlazadas a los objetivos propuestos en este trabajo.

Primer y segundo Objetivo

La biomasa estudiada (Residuos de Cosecha de Banano) se encuentra ampliamente disponible en Colombia teniendo en cuenta las cifras de producción del país. Estos cultivos generan una necesidad de disposición de residuos, que a su vez son aprovechables para la producción de biogás teniendo en cuenta los rendimientos de biogás observados en la literatura por medio de Digestión Anaerobia.

Diferentes partes de los Residuos de Cosecha de Banano mostraron producciones de biogás variando desde 126 ml/g MS hasta los 271 ml/kg de Sólidos Totales, con un porcentaje de metano > 65%, teniendo un valor calorífico de 7 kWh / m³ [32].

Tercer Objetivo

El CRO diseñado para la plantación de 3,5 ha fue capaz de producir 12.999 kWh, con lo que puede suplir las necesidades energéticas de la plantación necesarias para el riego (41,65 kWh) y aprovechar la energía restante.

El CRO calculado puede generar 1,484 kW de potencia eléctrica a partir de un calor requerido de 11,62 kW en la caldera, con una eficiencia térmica de 12,22%. El aumento de presión en la caldera resultó en un mayor trabajo producido y una mayor eficiencia térmica en el ciclo.

La evaluación exergética muestra que la caldera es el equipo donde más se destruye exergía en el ciclo, seguido por el condensador con una exergía destruída de 13,72 kW y 4,76 kW respectivamente. Estos equipos a su vez son los que más influyen en la eficiencia exergética del sistema, con un coeficiente de influencia de 53,6 % y 40,12 % para la caldera y el condensador respectivamente. Por lo cual podría ser beneficiosa implementar una etapa de recalentamiento a la salida de la turbina para aprovechar mejor la exergía destruída en el condensador. El sistema presentó una eficiencia exergética de 66,37 %.

Cuarto Objetivo

La literatura muestra que los CRO son ampliamente utilizados para instalaciones energéticas a partir de biomasa y otras fuentes de bajo calor. La potencia eléctrica obtenida para los CRO puede oscilar entre 100 kW - 1.5MW según se puede observar en la literatura.

Algunas aplicaciones pequeñas, de cerca de 40 kW pueden alcanzar eficiencias térmicas altas, cerca del 30%. Otros estudios que utilizaron refrigerante R245fa mostraron eficiencias entre 8,79% - 10,17 %, cercanas al 12,22 % obtenido para este estudio. La capacidad de 1,5 kW es bastante pequeña comparada con las capacidades de CRO disponibles en la literatura e instaladas en la industria a nivel global.

7. RECOMENDACIONES

Con el propósito de hacer uso de los datos obtenidos en este trabajo, a continuación, se plantean algunas recomendaciones y consideraciones que contribuyen a ampliar los conocimientos adquiridos en este estudio.

- Evaluar la viabilidad económica y energética de incorporar pretratamientos a la biomasa para mejorar su degradación.
- Evaluar cosustratos para la DA como lodos de aguas residuales domésticas teniendo en cuenta la falta de acueducto en muchas zonas del país.
- Realizar un estudio más profundo de la cantidad de residuos orgánicos y requerimientos energéticos en zonas bananeras del país para evaluar la viabilidad del proyecto.
- Estudiar la digestión de RCB en semicontinuo para establecer parámetros de carga orgánica y evaluar el digerido.
- Realizar una evaluación financiera de los costos de implementación del sistema DA-CRO.
- Realizar un análisis ambiental amplio con el fin de evaluar el impacto de implementación del proyecto contra otras fuentes de energía eléctrica.

REFERENCIAS

- [1] WWF, “*Living Planet Report 2020 Bending the curve of biodiversity loss*,” Gland, Suiza 2020.
- [2] Health Effects Institute “*State of Global Air 2020*,” Boston, 2020.
- [3] J. M. Rincón Martínez, D. M. Durán Hernández, O. Quintero Montoya, C. S. Duarte González, P. O. Guevara Patiño, and M. E. Velásquez Lozano, “*Disponibilidad de biomasa residual y su potencial para la producción de biogás en Colombia*,” pp. 16–25, 2018.
- [4] AGRONET and Ministerio de Agricultura, “*Estadísticas home*,” 2016. [Online]. Available: <https://www.agronet.gov.co/estadistica/Paginas/home.aspx?cod=1>. [Accessed: 09-May-2022].
- [5] “*world energy transitions outlook 2022 1.5°c pathway executive summary*.” .
- [6] P. Mckendry, “*Energy production from biomass (part 1): overview of biomass*,” vol. 83, no. 1. Elsevier BV, p. 37, May 01, 2002, doi: 10.1016/s0960-8524(01)00118-3.
- [7] N. de Souza Ribeiro, R. M. Barros, I. F. S. dos Santos, G. L. T. Filho, and S. P. G. da Silva, “*Electric energy generation from biogas derived from municipal solid waste using two systems: landfills and anaerobic digesters in the states of São Paulo and Minas Gerais, Brazil*,” vol. 48, p. 101552, Dec. 2021, doi: 10.1016/j.seta.2021.101552.
- [8] J. M. Rincón et al., “*Formulación De Instrumentos Técnicos Que Estimulen El Aprovechamiento De La Biomasa En La Generación De Energía a Partir De Fuentes No Convencionales De Energía – Fnce*,” UPME, Unidad de Planeación Minero-Energética, Bogotá, 2015.

- [9] F. A. Wobiwo et al., “*Recovery of fibers and biomethane from banana peduncles biomass through anaerobic digestion*,” *Energy Sustain. Dev.*, vol. 37, pp. 60–65, 2017, doi: 10.1016/j.esd.2017.01.005.
- [10] J. Ruane, A. Sonnino, and A. Agostini, “*Bioenergy and the potential contribution of agricultural biotechnologies in developing countries*,” 2010, doi: 10.1016/j.biombioe.2010.04.011
- [11] J. Bacenetti, A. Fusi, and A. Azapagic, “*Environmental sustainability of integrating the organic Rankin cycle with anaerobic digestion and combined heat and power generation*,” vol. 658, pp. 684–696, Mar. 2019, doi: 10.1016/j.scitotenv.2018.12.190.
- [12] D. M. Durán Hernández, “*Aprovechamiento energético de la codigestión anaeróbica de la fracción orgánica de residuos sólidos urbanos y residuos de cosecha de plátano para la producción de biogás*.”
- [13] “*Objetivos y metas de desarrollo sostenible (un.org)*.” <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/objetivos-de-desarrollo-sostenible/>.
- [14] “*Invierta y Gane con Energía Guía práctica para la aplicación de los incentivos tributarios de la Ley 1715 de 2014*.”
- [15] S. Achinas, J. Krooneman, and G. J. W. Euverink, “*Enhanced Biogas Production from the Anaerobic Batch Treatment of Banana Peels*,” vol. 5, no. 5, pp. 970–978, Oct. 2019, doi: 10.1016/j.eng.2018.11.036.
- [16] “*Banana producing countries | Improving the understanding of banana (promusa.org)*.” https://www.promusa.org/Banana-producing+countries+portal#contentstats_tabs_2018-2.
- [17] “*Bananas | Food and Agriculture Organization of the United Nations*.” <https://www.fao.org/markets-and-trade/commodities/bananas/en/>.
- [18] Badger, D. M., Bogue, M. J. & Stewart, T. J. (1979). “*Biogas production from crops and organic wastes*.” *New Zealand J. Sci.*, 22, 10-20.

- [19] E1-Shinnawi, M. M., Alaa El-Din, M. N., El-Shimi, S. A. & Badavi, M. A. (1989). “*Biogas production from crop residues and aquatic weeds. Resources*,” *Conse~ Recycling*, 3, 33-45.
- [20] “*Short Communication Batch Biomethanation of Banana Trash and Coir Pith.*”.
- [21] V. C. Kalia, V. Sonakya, and N. Raizada, “*Anaerobic digestion of banana stem waste*,” vol. 73, no. 2. Elsevier BV, p. 191, Jun. 01, 2000, doi: 10.1016/s0960-8524(99)00172-8.
- [22] E. Tomás-Pejó, P. Alvira, M. Ballesteros, and M. J. Negro, “*Pretreatment technologies for lignocellulose-to-bioethanol conversion*,” *Biofuels*, pp. 149–176, 2011, doi: 10.1016/B978-0-12-385099-7.00007-3.
- [23] Von Sivers, M., Zacchi, G., Olsson, L., Hahn-Hägerdal, B., 1994. “*Cost analysis of ethanol production from willow using recombinant Escherichia coli. Biotechnol.*” *Prog.* 10, 555–560.
- [24] L. J. Nunes, J. C. De Oliveira Matias, and J. P. Da Silva Catalão, “*Physical pretreatment of biomass*,” *Torrefaction of Biomass for Energy Applications*, pp. 45–88, 2018. doi:10.1016/b978-0-12-809462-4.00002-x
- [25] I. Kamdem et al., “*Comparative biochemical analysis during the anaerobic digestion of lignocellulosic biomass from six morphological parts of Williams Cavendish Banana (triploid Musa AAA Group) plants*,” *World Journal of Microbiology and Biotechnology*, vol. 29, no. 12, pp. 2259–2270, 2013. doi:10.1007/s11274-013-1392-3
- [26] S. Bhushan, M. S. Rana, Mamta, N. Nandan, and S. K. Prajapati, “*Energy harnessing from Banana Plant Wastes: A Review*,” *Bioresource Technology Reports*, vol. 7, p. 100212, 2019. doi: 10.1016/j.biteb.2019.100212
- [27] C. Li et al., “*Fresh banana pseudo-stems as a tropical lignocellulosic feedstock for methane production*,” *Energy, Sustainability and Society*, vol. 6, no. 1, 2016. doi:10.1186/s13705-016-0093-9
- [28] M. Khan, M. Brulé, C. Maurer, D. Argyropoulos, J. Müller y H. Oechsner, “*Batch anaerobic digestion of banana waste - Energy potential and modelling of methane production kinetics*”, *Agricultural Eng. International: CIGR j.*

- [29] C. Zhang *et al.*, “Alkaline pretreatment for enhancement of biogas production from banana stem and swine manure by anaerobic codigestion,” *Bioresource Technology*, vol. 149, pp. 353–358, 2013. doi:10.1016/j.biortech.2013.09.070
- [30] I. Kamdem *et al.*, “Enhanced biogas production during anaerobic digestion of steam-pretreated lignocellulosic biomass from Williams Cavendish Banana plants,” *Waste and Biomass Valorization*, vol. 9, no. 2, pp. 175–185, 2016. doi:10.1007/s12649-016-9788-6
- [31] S. Pan *et al.*, “Evaluation of squeezing pretreatment for improving methane production from Fresh Banana pseudo-stems,” *Waste Management*, vol. 102, pp. 900–908, 2020. doi:10.1016/j.wasman.2019.12.011
- [32] Ministerio de Energía y M. T. Varnero Moreno, “*Manual de Biogás*”, Reporte técnico ISBN 978-95-306892-0 Chile: FAO, 2011.
- [33] Global Methane Initiative, “*Successful applications of anaerobic digestion from across the world.*” Global Methane Initiative, 2013
- [34] M. E. Barbosa, “*Análisis del Ciclo de Rankine Orgánico Ideal mediante 8 Fluidos Orgánicos de Trabajo.*”
- [35] R. A. Garrido, “*Diseño y Selección de equipos de ciclo Rankine en planta de pirólisis de plástico,*” tesis, 2020
- [36] N. Abdullah, F. Sulaiman, M. A. Miskam, and R. M. Taib, “*Characterization of Banana (Musa spp.) Pseudo-Stem and Fruit-Bunch-Stem as a Potential Renewable Energy Source,*” *World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal for Energy and Power Engineering*, vol. 8, no. 8, pp. 815–819, 2014.
- [37] S. Safarian and F. Aramoun, “*Energy and exergy assessments of modified organic Rankine Cycles (orcs),*” *Energy Reports*, vol. 1, pp. 1–7, 2015. doi:10.1016/j.egyr.2014.10.003
- [38] H. AKCAOZ, “*Analysis of energy use for banana production: A case study from Turkey,*” *African Journal of Agricultural Research*, vol. 6, no. 25, 2011. doi:10.5897/ajar09.480

- [39] Minagricultura, “*Cadena de Plátano.*” Ministerio de agricultura y desarrollo rural, 2021
- [40] Catálogo “*Generadores de Ciclo Rankine Orgánico.*” Calnet Power solutions, Contagas, Barcelona, España.
- [41] “*Como se genera La Electricidad: Enel Colombia,*” Como se genera la electricidad | Enel Colombia, <https://www.enel.com.co/es/empresas/enel-generacion/como-se-genera-la-electricidad.html> (accessed jul. 20, 2023).
- [42] P. J. Miller, Quebec, Montreal, 2004.
- [43] Oficina Catalana del Canvi Climàtic, 2011.
- [44] K. Cauca, A. Amell, and L. Olmos, “*Estudio comparativo entre las propiedades de combustión de la mezcla biogás-aire normal y biogás-aire enriquecido con oxígeno,*” 2010.
- [45] Catálogo “GET Turbine Generator”, DEPRAG, Amberg, Baviera, Alemania.
- [46] Kumar, A., & Rakshit, D. (2021). “*A critical review on waste heat recovery utilization with special focus on Organic Rankine Cycle applications.*” In *Cleaner Engineering and Technology* (Vol. 5). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.clet.2021.100292>
- [47] Miao, Z., Xu, J., Yang, X., & Zou, J. (2015). “*Operation and performance of a low temperature organic Rankine cycle.*” *Applied Thermal Engineering*, 75, 1065–1075. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.10.065>
- [48] Wang, E. H., Zhang, H. G., Fan, B. Y., Ouyang, M. G., Zhao, Y., & Mu, Q. H. (2011). Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery. *Energy*, 36(5), 3406–3418. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.03.041>
- [49] Li, D. X., Zhang, S. S., & Wang, G. H. (2015). “*Selection of organic Rankine cycle working fluids in the low-temperature waste heat utilization.*” *Journal of Hydrodynamics*, 27(3), 458–464. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(15\)60504-2](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(15)60504-2)

- [50] Sipilä, K. “*Advanced District Heating and Cooling (DHC) Systems.*” <https://doi.org/10.1016/B978-1-78242-374-4.00003-3>. Accessed 29 July 2024.
- [51] Tartiere, T. (no date) *Organic Rankine Cycle World Map, ORC World Map*. Available at: <https://orc-world-map.org/> (Accessed: 05 June 2024).
- [52] Naturales, R., & Paz, L. (2016). “*Analysis of biogas combustion efficiency for domestic stove use in Bolivia.*” 3, 94–102.
- [53] Quitiaquez, W. *et al.* (no date) “*Estudio del coeficiente de transferencia de calor en una tubería horizontal utilizando un refrigerante de tipo hidrocarburo*”, *Universidad Politécnica Salesiana* [Preprint].
- [54] *resolucion-631-de-2015*. (n.d.).
- [55] “*Catálogo general 2024*”, bomba serie HM-S, bombas hasa, Barcelona, España.
- [56] “*Catálogo calderas*,” Caldera modelo FT, VYC Industrial, Barcelona, España.
- [57] “*catalogo intercambiadores coditer*”2016-220830012444-e91a228a. (n.d.).

ANEXOS

ANEXO 1

CATÁLOGO DE TURBINA GET TURBINE GENERATOR

TECHNICAL DATA TURBINE GENERATOR

3

Power range	3 – 175 kW electric
Sizes	5 kW, 30 kW, 60 kW (ATEX), 120 kW, 175 kW
Processes	- open process - closed process
Mediums	compressed air, CO ₂ , water steam, natural gas, refrigerants e.g. R245fa, R1336mzz, R134a, NOVEC 649, siloxanes, cyclopentane and others
Outlet temperature	max. 150°C (depending on medium)
Preconditions	- dry - free from pollution



120 kW Turbine

All our turbines are designed and built according to each application case (medium, pressures, temperatures, mass flow).

In order for us to be able to provide a quotation it is therefore necessary for the last page of the questionnaire form to be filled in.

ANEXO 2

CÓDIGO PARA EL SOFTWARE EES.

"Estado 1, se conoce T[1] y x[1]"

x[1]=0

P[1]=pressure(R245fa;T=T[1];x=x[1])

h[1]=enthalpy(R245fa;T=T[1];x=x[1])

s[1]=entropy(R245fa;T=T[1];x=x[1])

"bomba"

s_2_i=s[1]

h_2_i=enthalpy(R245fa;s=s_2_i;P=P[2])

-W_dot_p=m_dot*(h[1]-h_2_i)/eta_p

-W_dot_p=m_dot*(h[1]-h[2])

"Estado 2 - se encuentra h[2] usando W_dot_p"

"Se conoce P[2]"

x[2]=quality(R245fa;h=h[2];P=P[2])

T[2]=temperature(R245fa;h=h[2];P=P[2])

s[2]=entropy(R245fa;h=h[2];P=P[2])

"Estado 3"

P[3]=P[2]

x[3]=1

T[3]=temperature(R245fa;P=P[3];x=x[3])

h[3]=enthalpy(R245fa;P=P[3];x=x[3])

s[3]=entropy(R245fa;P=P[3];x=x[3])

"Estado 4"

"Turbina - se utiliza para calcular h4"

$$s_{4_i}=s[3]$$

$$P[4]=P[1]$$

$$h_{4_i}=\text{enthalpy}(\text{R245fa};s=s_{4_i};p=P[4])$$

$$W_{\text{dot}_T_i}=m_{\text{dot}}*(h[3]-h_{4_i})$$

$$W_{\text{dot}_T}=W_{\text{dot}_T_i}*\eta_T$$

$$W_{\text{dot}_T}=m_{\text{dot}}*(h[3]-h[4])$$

$$x[4]=1$$

$$T[4]=\text{temperature}(\text{R245fa};P=P[4];h=h[4])$$

$$s[4]=\text{entropy}(\text{R245fa};P=P[4];h=h[4])$$

"System"

$$Q_{\text{dot}_b}=m_{\text{dot}}*(h[3]-h[2])$$

$$Q_{\text{dot}_c}=m_{\text{dot}}*(h[4]-h[1])$$

$$W_{\text{dot}_\text{net}}=W_{\text{dot}_T}-W_{\text{dot}_p}$$

$$\eta_{\text{cycle}}=W_{\text{dot}_\text{net}}/Q_{\text{dot}_b}$$

"Exergy Analysis"

$$T_0=33[\text{C}]$$

$$P_0=101,31 [\text{kPa}]$$

$$h_0=\text{enthalpy}(\text{R245fa};x=0;t=T_0)$$

$$s_0=\text{entropy}(\text{R245fa};p=P_0;t=T_0)$$

$$x_0=\text{quality}(\text{R245fa};p=P_0;t=T_0)$$

$$"e_{ph}= h-h_0-T_0(s-s_0)."$$

$$e[1]=h[1]-h_0-T_0*(s[1]-s_0)$$

$$e[2]=h[1]-h_0-T_0*(s[2]-s_0)$$

$$e[3]=h[3]-h_0-T_0*(s[3]-s_0)$$

$$e[4]=h[4]-h_{0_t}-t_{0_t}*(s[4]-s_{0_t})$$

"h₀ and s₀ for water"

$$T_{0_w}=16[C]$$

$$h_{0_w}=\text{enthalpy}(\text{water};T=T_{0_w};x=0)$$

$$h[5]=h_{0_w}$$

$$h[6]=91,96 \text{ [kJ/kg]}$$

$$T[6]=22[C]$$

$$s_{0_w}=\text{entropy}(\text{water};h=h_{0_w};T=T_{0_w})$$

$$h_{0_a}=\text{enthalpy}(\text{air};T=33[C])$$

$$s_{0_a}=\text{entropy}(\text{air};T=33[C];P=101,3[\text{kPa}])$$

$$h_{a_h}=\text{enthalpy}(\text{air};T=350[C])$$

$$h_{a_c}=\text{enthalpy}(\text{air};T=180[C])$$

$$s[7]=\text{entropy}(\text{air};T=350[C];P=101,3[\text{kPa}])$$

$$s[8]=\text{entropy}(\text{air};h=h_{a_c};P=101,3[\text{kPa}])$$

$$T_{0_a}=33[C]$$

$$s[5]=\text{entropy}(\text{water};h=h[5];x=0)$$

$$s[6]=\text{entropy}(\text{water};h=h[6];x=0)$$

$$e[5]=h[5]-h_{0_w}-T_{0_w}*(s[5]-s_{0_w})$$

$$e[6]=h[6]-h_{0_w}-T_{0_w}*(s[6]-s_{0_w})$$

$$e[7]=h_{a_h}-h_{0_a}-T_{0_a}*(s[7]-s_{0_a}-0,2870*\ln(1))$$

$$e[8]=h_{a_c}-h_{0_a}-T_{0_a}*(s[8]-s_{0_a}-0,2870*\ln(1))$$

ANEXO 3

CATÁLOGO BOMBA HASA HM-S

Serie HM-S



Electrobombas centrifugas multicelulares en acero inoxidable

Aplicaciones / Applications / Applications

- ES** | Electrobombas construidas totalmente en acero inoxidable ideales para uso doméstico, uso industrial, tratamiento de aguas, conducción de líquidos químicamente no agresivos y recirculación de agua fría y caliente.
- EN** | Electro-pumps made completely in stainless steel suitable for home use, industrial use, water treatments, chemically non-aggressive liquid transfer and hot and cold water recirculation.
- FR** | Électropompes entièrement en inox idéales pour un usage domestique, industriel, traitement d'eaux, conduite de liquides chimiquement non agressifs et recirculation d'eau froide et chaude.



Características Técnicas / Technical Characteristics / Caractéristiques Techniques

Tipo / Type	Caudal (m³/h) Flow / Débit	Altura manom. (m) Head / Hauteur	IP	Aislamiento Isolation	r.p.m.	Refrigeración Cooling / Refroidissement	Temp. max. (°C)
Multicelular Multistage / Multicellulaires	14 - 1,2	9,7 - 71,6	55	F	2900	Ventilación externa External ventilation / Ventilation externe	-10/120 (TRIF) -10/60 (MONO)

Curva / Curve / Courbe

Modelo / Model / Modèle				P1	P2	I (A)				Ø	Caudal / Flow / Débit (m³/h)																	
AISI 304	Cod.	AISI 316 L	Cod.	kW	kW	CV	1~230V	3~230V	3~400V	Asp	Imp	0	1,2	1,7	2,3	2,8	3,4	3,9	4,4	5,5	6,5	7,5	8,5	9,5	11	12,5	14	
3HM04S T	7100	3HM04N T	7900	0,47	0,3	0,4	-	2,0	1,1	1"	1"	29,1	27,8	26,3	24,3	21,7	18,6	14,8	10,2									
3HM04S M	7101	3HM04N M	7901	0,57	0,5	0,7	2,5	-	-	1"	1"	29,5	28,7	27,3	25,5	23	20	16,1	11,8									
3HM05S T	7102	3HM05N T	7902	0,55	0,4	0,55	-	2,3	1,3	1"	1"	36,8	35,3	33,5	31	27,9	24,1	19,2	13,5									
3HM05S M	7103	3HM05N M	7903	0,63	0,5	0,7	2,9	-	-	1"	1"	36,6	35,2	33,4	31	27,9	24	19,1	13,7									
3HM06S T	7104	3HM06N T	7904	0,64	0,5	0,7	-	2,6	1,5	1"	1"	43,8	41,8	39,5	36,5	32,7	28,1	22,2	15,4									
3HM06S M	7105	3HM06N M	7905	0,7	0,5	0,7	3,1	-	-	1"	1"	43,5	41,5	39,3	36,2	32,3	27,5	21,7	15,1									
3HM07S T	7106	3HM07N T	7906	0,84	0,75	1	-	2,7	1,5	1"	1"	53,1	52,3	50,2	47,2	43,3	38,2	31,7	23,9									
3HM07S M	7107	3HM07N M	7907	0,85	0,55	0,75	4,0	-	-	1"	1"	51,7	50,1	47,6	44,3	40	34,5	27,7	20,1									
3HM09S T	7108	3HM09N T	7908	0,95	1,1	1,5	-	3,5	2,0	1"	1"	68,5	67,6	65	61,2	56,2	49,7	41,4	31,5									
3HM09S M	7109	3HM09N M	7909	1,03	0,75	1	4,6	-	-	1"	1"	66	63,5	60,2	55,8	50,1	42,9	34,2	24,4									
5HM04S T	7110	5HM04N T	7910	0,68	0,5	0,7	-	2,6	1,5	1½"	1"	29,3	---	---	27,4	26,5	25,6	24,7	23,5	21,1	18,1	14,4	9,8					
5HM04S M	7111	5HM04N M	7911	0,73	0,5	0,7	3,2	-	-	1½"	1"	29,2	---	---	27,4	26,5	25,5	24,6	23,5	21,1	18	14,1	9,7					
5HM05S T	7112	5HM05N T	7912	0,85	0,75	1	-	2,8	1,6	1½"	1"	37,8	---	---	36,7	35,8	34,8	33,8	32,7	30	26,5	22	16,4					
5HM05S M	7113	5HM05N M	7913	0,96	0,75	1	4,4	-	-	1½"	1"	37,1	---	---	35,4	34,4	33,3	32,2	31	28,2	24,5	19,7	14,1					
5HM06S T	7114	5HM06N T	7914	1,02	1,1	1,5	-	3,6	2,1	1½"	1"	45,5	---	---	44,4	43,4	42,3	41,2	39,8	36,6	32,5	27,1	20,4					
5HM06S M	7115	5HM06N M	7915	1,08	0,75	1	4,8	-	-	1½"	1"	44,2	---	---	41,7	40,4	39,1	37,8	36,3	32,7	28,1	22,4	15,7					
5HM08S T	7122	5HM08N T	7916	1,32	1,1	1,5	-	4,2	2,4	1½"	1"	60,4	---	---	58,4	56,9	55,5	53,8	52,1	47,7	42,1	34,9	25,9					
5HM08S M	7123	5HM08N M	7917	1,37	0,95	1,3	6,0	-	-	1½"	1"	58,8	---	---	55	53,2	51,3	49,5	47,3	42,4	36,2	28,5	19,7					
5HM09S T	7124	5HM09N T	7918	1,48	1,5	2	-	5,0	2,9	1½"	1"	68,1	---	---	66,1	64,7	63	61,3	59,2	54,4	48,2	40,1	30					
5HM09S M	7125	5HM09N M	7919	1,54	1,1	1,5	6,9	-	-	1½"	1"	66,9	---	---	63,3	61,5	59,5	57,5	55,3	50	43,2	34,7	24,6					
10HM03S T	7130	10HM03N T	7920	1,3	1,1	1,5	-	4,2	2,4	1½"	1½"	36,2	---	---	---	---	---	---	---	33,2	32,3	31,2	29,8	28,2	25,3	21,9	17,9	
10HM03S M	7131	10HM03N M	7921	1,39	1,1	1,5	6,3	-	-	1½"	1½"	35,7	---	---	---	---	---	---	---	32	30,9	30,3	28,4	26,5	23,6	20,1	16,1	
10HM04S T	7132	10HM04N T	7922	1,7	1,5	2	-	5,4	3,1	1½"	1½"	44,8	---	---	---	---	---	---	---	42,3	40,6	39,6	36,3	33,7	29,2	23,9	20,8	
10HM04S M	7133	10HM04N M	7923	1,83	1,5	2	8,1	-	-	1½"	1½"	47,6	---	---	---	---	---	---	---	43	41,6	40,8	37,9	35,8	31,9	27,3	22	
10HM05S T	7134	10HM05N T	7924	2,14	2,2	3	-	7,2	4,1	1½"	1½"	60,6	---	---	---	---	---	---	---	55,8	54,3	53,3	50,2	47,6	42,8	37,1	30,5	
10HM05S M	7145	10HM05N M	7925	2,22	2,2	3	10,1	-	-	1½"	1½"	60	---	---	---	---	---	---	---	54,6	53	52,1	48,8	46	41,2	35,5	28,8	
10HM06S T	7146	10HM06N T	7926	2,52	2,2	3	-	8,0	4,6	1½"	1½"	72,4	---	---	---	---	---	---	---	66,3	64,4	63,2	59,3	56,2	50,5	43,6	35,6	
10HM06S M	7147	10HM06N M	7927	2,55	2,2	3	11,5	-	-	1½"	1½"	71,6	---	---	---	---	---	---	---	64,6	62,6	61,4	57,2	53,9	48,1	41,2	33,2	

ANEXO 4

CALDERA VYC FT

Modelo FT

Caldera de fluido térmico con tres pasos de humos. Potencias desde 100 a 3.500 kW.

Las calderas FT pueden combustionar gas natural, gas propano, gasóleo y fuel-oil.

Construcción horizontal o vertical.

Temperaturas de avance de hasta 350°C con diferenciales térmicos de 20 o 40°C respecto a la temperatura de retorno.

Diseño compacto, compuesto esencialmente por dos serpentines cilíndricos dispuestos concéntricamente. La conexión en serie de los serpentines interior y exterior garantiza unas condiciones térmicas perfectas para proteger el medio de transferencia térmica.

El conjunto tubular flotante suspendido puede moverse libremente respecto al cuerpo de caldera asegurando así un sellado correcto entre los pasos de los gases de escape. En consecuencia, se evitan las tensiones mecánicas resultantes de la expansión térmica. Todo este conjunto se completa con una envuelta metálica exterior que forma la cámara de humos. La óptima relación entre diámetro de llama y diámetro de serpentines de la caldera permite obtener un valor bajo de NOx.

El diseño térmico y fluido-dinámico de la caldera no sólo asegura un reducido incremento de la temperatura de película y, por lo tanto, una tensión térmica reducida en las paredes de los tubos de los serpentines, además consigue la máxima eficacia térmica físicamente posible.

Todo el cuerpo tubular está soldado por procedimientos y soldadores homologados.

Posibilidad de limpieza del circuito de humos, lo que permite mantener el elevado coeficiente de transmisión del calor.

Rendimientos térmicos del 83-87% aproximadamente; sin precalentador de aire de combustión.

El aislamiento de la envuelta exterior, mediante manta de lana mineral protegida con una chapa de acero inoxidable, reduce las pérdidas por radiación y anula el riesgo de quemaduras por contacto.

Para los modelos de mayor potencia en la variante vertical, con la ayuda de una escalera o similar, se accede a la parte superior del equipo.

Principio de funcionamiento

Las calderas de aceite de combustión directa constan generalmente de dos serpentines cilíndricos dispuestos concéntricamente (caldera de 3 pasos) incorporados en un cuerpo común de caldera. En el primer paso, la cámara de combustión, la llama quema y transfiere calor al serpentín a través del cual fluye el medio calorportador, principalmente por radiación (radiación de la llama y de los gases) debido a la reducida velocidad de los gases de combustión. A continuación, el gas de combustión se desvía en la base de la caldera hacia el segundo paso (primera superficie de calefacción por convección) antes de pasar finalmente al tercer paso (segunda superficie de calefacción por convección). Tras esto, el gas de combustión deja la caldera a través de la salida de humos (ver esquema). Las ventajas de una estructura de este tipo se encuentran en su diseño compacto que se distingue por sus reducidas necesidades de espacio, tanto en su disposición vertical como en la horizontal.

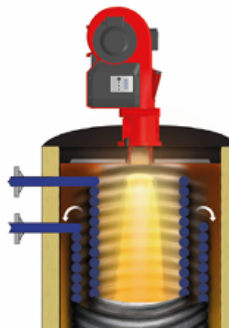
Calefacción indirecta:

Un sistema de calefacción indirecta consta de un foco primario en donde es calentado un fluido transmisor del calor para luego ser transportado a uno o varios puntos de utilización, apartados físicamente de dicho foco. El fluido se hace circular hasta el consumo, en donde cede su calor antes de regresar al foco primario para calentarse de nuevo.

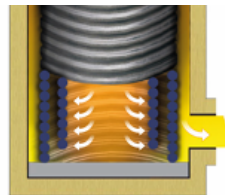
Este sistema presenta numerosas ventajas frente al sistema de calefacción directa, tales como la de una precisión más rigurosa en el control de temperatura o la de no producir sobrecalentamientos locales por acción directa de la llama. Por otro lado, si el fluido utilizado como transmisor es lo suficientemente versátil, pueden efectuarse con el mismo circuito procesos de calentamiento o de refrigeración de forma independiente en cada uno de los consumos.

Bomba de circulación forzada:

El principio de funcionamiento de un sistema de circulación forzada se distingue del de circulación natural porque el fluido, contenido en la tubería, fluye en el circuito cerrado por efecto del empuje de una bomba comandada por dispositivos que provocan dicha circulación (termostatos, etc.).



Interior caldera.
Circulación de los gases de combustión.

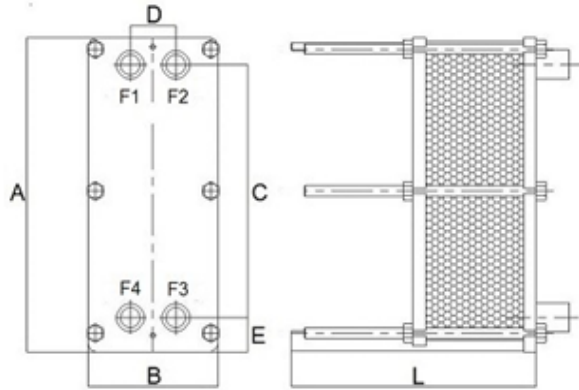


Posibilidades de aplicación

Para satisfacer cualquier necesidad de calor, con o sin periodos de interrupción y mediante calentamiento indirecto. Puede trabajar como caldera principal o auxiliar, en instalación individual o múltiple, para un funcionamiento flexible. Entre algunos de los proyectos llevados a cabo con este tipo de calderas se encuentra las suministradas en la industria alimentaria, barnices y pinturas, betunes y asfaltos, caucho, corcho, madera y mueble, papel y cartón, petrolífera, plástico, química y textil.

ANEXO 5

INTERCAMBIADOR DE PLACAS CODITER S4A



Conexiones Connections			
Lado caliente Hot side		Lado frío Cold side	
Entrada Inlet	Salida Outlet	Entrada Inlet	Salida Outlet
F1	F4	F3	F2

 Intercambiador de calor de placas
 inspeccionables

Superficie placa Plate surface area	Diám. conexión Connections size	Medidas ajuste Tightening measure	Volumen canal Channel volume
m ²		mm	dm ³
0,04	1" 1/4 gas M	Np x 2,80(±0,5)	0,17

Presión máx. ejercicio Max working pressure	A	B	C	D	E	L	Número de placas Number of plates	Peso placa Plate Weight	Peso basti- dor Frame weight
bar	mm							kg	kg
PN 10	460	200	381	70	40	112	Np ≤ 20 21 < Np ≤ 43 44 < Np ≤ 54	0,29	20
						212			
						262			
PN 16	473	200	381	70	51,5	270	Np ≤ 34 35 < Np ≤ 45 46 < Np ≤ 68 69 < Np ≤ 90	0,29	35
					320				
					420				
					520				

Componentes Components	Ejecución estándar Standard version	Ejecución a demanda Version on request
Placas Plates	Acciaio inox aisi 316 stainless steel 316	Titanio Titanium
Juntas Gaskets	Nbr (max 130°C) Epdm (max 150°C)	Viton (max 160°C)
Bastidor Frame	Acero al carbono barnizado Painted carbon steel	Acero inox aisi 304 Stainless steel 304
Conexiones Connections	Acero inox aisi 316 Stainless steel 316	Polipropileno Polypropylen

10.6 Anexo 6 – Propiedades del refrigerante R245fa.

Temp. °C	Presión kPa	Densidad específica kg/m ³		Volumen específico m ³ /kg		spez. Enthalpie kJ/kg			spez. Entropie kJ/kg K	
		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Evap.	Vapor	Líquido	Vapor
30	179,04	1325,10	10,159	0,00075466	0,098433	239,60	187,90	427,50	1,1372	1,757
31	185,47	1322,30	10,507	0,00075624	0,095176	240,96	187,29	428,25	1,1416	1,7574
32	192,09	1319,60	10,864	0,00075783	0,092049	242,31	186,68	428,99	1,1461	1,7578
33	198,88	1316,80	11,23	0,00075943	0,089045	243,67	186,07	429,74	1,1505	1,7583
34	205,86	1314,00	11,606	0,00076105	0,086159	245,03	185,46	430,49	1,1549	1,7587
35	213,02	1311,20	11,993	0,00076267	0,083385	246,39	184,85	431,24	1,1593	1,7592
36	220,38	1308,40	12,389	0,00076432	0,080718	247,75	184,24	431,99	1,1637	1,7597
37	227,93	1305,50	12,795	0,00076597	0,078154	249,12	183,62	432,74	1,1681	1,7601
38	235,68	1302,70	13,212	0,00076764	0,075688	250,49	182,99	433,48	1,1725	1,7606
39	243,63	1299,80	13,64	0,00076932	0,073315	251,86	182,37	434,23	1,1769	1,7611
40	251,79	1297,00	14,078	0,00077102	0,071031	253,24	181,73	434,97	1,1813	1,7616
41	260,15	1294,10	14,528	0,00077273	0,068832	254,61	181,11	435,72	1,1856	1,7621
42	268,73	1291,20	14,989	0,00077446	0,066715	255,99	180,47	436,46	1,19	1,7626
43	277,52	1288,30	15,462	0,0007762	0,064676	257,37	179,84	437,21	1,1943	1,7632
44	286,53	1285,40	15,946	0,00077796	0,062712	258,76	179,19	437,95	1,1987	1,7637
45	295,77	1282,50	16,442	0,00077973	0,060819	260,14	178,55	438,69	1,203	1,7642
46	305,23	1279,60	16,951	0,00078152	0,058994	261,53	177,90	439,43	1,2074	1,7648
47	314,92	1276,60	17,472	0,00078332	0,057235	262,92	177,25	440,17	1,2117	1,7653
48	324,85	1273,70	18,006	0,00078514	0,055538	264,32	176,59	440,91	1,216	1,7659
49	335,01	1270,70	18,552	0,00078698	0,053901	265,71	175,94	441,65	1,2203	1,7665

50	345,41	1267,70	19,112	0,00078883	0,052322	267,11	175,27	442,38	1,2246	1,767
51	356,06	1264,70	19,686	0,0007907	0,050798	268,52	174,60	443,12	1,229	1,7676
52	366,95	1261,70	20,273	0,00079259	0,049327	269,92	173,93	443,85	1,2333	1,7682
53	378,10	1258,70	20,874	0,0007945	0,047906	271,33	173,26	444,59	1,2375	1,7688
54	389,51	1255,60	21,49	0,00079643	0,046534	272,74	172,58	445,32	1,2418	1,7694
55	401,17	1252,50	22,12	0,00079837	0,045209	274,15	171,90	446,05	1,2461	1,77
56	413,10	1249,50	22,764	0,00080034	0,043928	275,57	171,21	446,78	1,2504	1,7706
57	425,29	1246,40	23,424	0,00080232	0,04269	276,99	170,52	447,51	1,2547	1,7712
58	437,76	1243,30	24,1	0,00080433	0,041494	278,41	169,83	448,24	1,259	1,7718
59	450,50	1240,20	24,791	0,00080635	0,040337	279,84	169,12	448,96	1,2632	1,7724
60	463,52	1237,00	25,498	0,0008084	0,039218	281,26	168,43	449,69	1,2675	1,773
61	476,83	1233,90	26,222	0,00081046	0,038136	282,69	167,72	450,41	1,2717	1,7737
62	490,42	1230,70	26,962	0,00081255	0,037089	284,13	167,00	451,13	1,276	1,7743
63	504,30	1227,50	27,72	0,00081466	0,036076	285,57	166,28	451,85	1,2802	1,7749
64	518,48	1224,30	28,494	0,0008168	0,035095	287,01	165,56	452,57	1,2845	1,7756
65	532,96	1221,10	29,287	0,00081895	0,034145	288,45	164,84	453,29	1,2887	1,7762
66	547,74	1217,80	30,097	0,00082113	0,033225	289,90	164,10	454,00	1,293	1,7768
67	562,82	1214,60	30,926	0,00082334	0,032335	291,35	163,37	454,72	1,2972	1,7775
68	578,22	1211,30	31,774	0,00082557	0,031472	292,80	162,63	455,43	1,3014	1,7781
69	593,93	1208,00	32,642	0,00082783	0,030636	294,26	161,88	456,14	1,3056	1,7788
70	609,97	1204,70	33,528	0,00083011	0,029826	295,71	161,14	456,85	1,3099	1,7794
71	626,33	1201,30	34,435	0,00083242	0,02904	297,18	160,37	457,55	1,3141	1,7801
72	643,01	1198,00	35,363	0,00083475	0,028279	298,64	159,62	458,26	1,3183	1,7807
73	660,03	1194,60	36,311	0,00083712	0,02754	300,11	158,85	458,96	1,3225	1,7814
74	677,38	1191,20	37,281	0,00083951	0,026824	301,59	158,07	459,66	1,3267	1,782

75	695,08	1187,70	38,272	0,00084193	0,026129	303,06	157,29	460,35	1,3309	1,7827
76	713,12	1184,30	39,286	0,00084438	0,025454	304,55	156,50	461,05	1,3351	1,7834
77	731,50	1180,80	40,322	0,00084687	0,0248	306,03	155,71	461,74	1,3393	1,784
78	750,25	1177,30	41,382	0,00084938	0,024165	307,52	154,91	462,43	1,3435	1,7847
79	769,35	1173,80	42,466	0,00085193	0,023548	309,01	154,11	463,12	1,3477	1,7853

Temp. °C	Presión kPa	spez. Dichte kg/m ³		Densidad específica m ³ /kg		spez. Enthalpie kJ/kg			spez. Entropie kJ/kg K	
		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Evap.	Vapor	Líquido	Vapor
80	788,81	1170,30	43,574	0,00085451	0,022949	310,50	153,30	463,80	1,3519	1,786
81	808,64	1166,70	44,708	0,00085713	0,022368	312,00	152,48	464,48	1,3561	1,7866
82	828,84	1163,10	45,866	0,00085978	0,021802	313,51	151,65	465,16	1,3603	1,7873
83	849,42	1159,50	47,051	0,00086246	0,021253	315,01	150,83	465,84	1,3645	1,788
84	870,38	1155,80	48,263	0,00086519	0,02072	316,53	149,98	466,51	1,3687	1,7886
85	891,73	1152,10	49,502	0,00086795	0,020201	318,04	149,14	467,18	1,3729	1,7893
86	913,46	1148,40	50,768	0,00087075	0,019697	319,56	148,29	467,85	1,377	1,7899
87	935,59	1144,70	52,064	0,00087359	0,019207	321,08	147,43	468,51	1,3812	1,7906
88	958,12	1140,90	53,389	0,00087647	0,01873	322,61	146,56	469,17	1,3854	1,7912
89	981,05	1137,10	54,744	0,0008794	0,018267	324,15	145,67	469,82	1,3896	1,7918
90	1004,4	1133,30	56,131	0,00088237	0,017816	325,68	144,80	470,48	1,3938	1,7925
91	1028,1	1129,50	57,549	0,00088538	0,017377	327,22	143,91	471,13	1,3979	1,7931
92	1052,3	1125,60	58,999	0,00088844	0,016949	328,77	143,00	471,77	1,4021	1,7938
93	1076,9	1121,60	60,483	0,00089155	0,016534	330,32	142,09	472,41	1,4063	1,7944
94	1101,9	1117,70	62,001	0,00089471	0,016129	331,88	141,17	473,05	1,4105	1,795
95	1127,4	1113,70	63,555	0,00089792	0,015735	333,44	140,24	473,68	1,4147	1,7956
96	1153,3	1109,70	65,144	0,00090118	0,015351	335,00	139,31	474,31	1,4189	1,7962
97	1179,6	1105,60	66,771	0,0009045	0,014977	336,57	138,36	474,93	1,423	1,7968
98	1206,4	1101,50	68,436	0,00090787	0,014612	338,15	137,40	475,55	1,4272	1,7974
99	1233,7	1097,30	70,141	0,0009113	0,014257	339,73	136,43	476,16	1,4314	1,798

100	1261,4	1093,10	71,886	0,0009148	0,013911	341,31	135,46	476,77	1,4356	1,7986
101	1289,5	1088,90	73,673	0,00091835	0,013574	342,91	134,47	477,38	1,4398	1,7992
102	1318,2	1084,60	75,502	0,00092197	0,013245	344,50	133,47	477,97	1,444	1,7998
103	1347,3	1080,30	77,377	0,00092565	0,012924	346,11	132,45	478,56	1,4482	1,8003
104	1376,9	1076,00	79,296	0,00092941	0,012611	347,72	131,43	479,15	1,4524	1,8009
105	1406,9	1071,50	81,263	0,00093324	0,012306	349,33	130,40	479,73	1,4566	1,8014
106	1437,5	1067,10	83,279	0,00093714	0,012008	350,95	129,35	480,30	1,4608	1,802
107	1468,6	1062,60	85,345	0,00094112	0,011717	352,58	128,29	480,87	1,465	1,8025
108	1500,1	1058,00	87,464	0,00094518	0,011433	354,21	127,22	481,43	1,4692	1,803
109	1532,2	1053,40	89,636	0,00094932	0,011156	355,85	126,13	481,98	1,4734	1,8035
110	1564,8	1048,70	91,864	0,00095355	0,010886	357,50	125,03	482,53	1,4777	1,804
111	1597,9	1044,00	94,149	0,00095788	0,010621	359,15	123,92	483,07	1,4819	1,8044
112	1631,6	1039,20	96,495	0,0009623	0,010363	360,82	122,77	483,59	1,4861	1,8049
113	1665,8	1034,30	98,903	0,00096681	0,010111	362,48	121,64	484,12	1,4904	1,8053
114	1700,5	1029,40	101,38	0,00097144	0,0098644	364,16	120,47	484,63	1,4946	1,8058
115	1735,7	1024,40	103,91	0,00097617	0,0096233	365,85	119,28	485,13	1,4989	1,8062
116	1771,6	1019,40	106,52	0,00098101	0,0093876	367,54	118,08	485,62	1,5031	1,8066
117	1807,9	1014,20	109,21	0,00098598	0,009157	369,24	116,87	486,11	1,5074	1,8069
118	1844,9	1009,00	111,96	0,00099106	0,0089314	370,95	115,63	486,58	1,5117	1,8073
119	1882,4	1003,70	114,8	0,00099629	0,0087107	372,67	114,37	487,04	1,516	1,8076
120	1920,5	998,36	117,72	0,0010016	0,0084946	374,40	113,09	487,49	1,5203	1,8079
121	1959,2	992,90	120,73	0,0010072	0,008283	376,13	111,80	487,93	1,5246	1,8082
122	1998,5	987,35	123,83	0,0010128	0,0080758	377,88	110,47	488,35	1,5289	1,8085
123	2038,3	981,70	127,02	0,0010186	0,0078727	379,64	109,12	488,76	1,5333	1,8087
124	2078,8	975,95	130,31	0,0010246	0,0076738	381,41	107,75	489,16	1,5376	1,8089

125	2120,0	970,10	133,71	0,0010308	0,0074787	383,19	106,35	489,54	1,542	1,8091
126	2161,7	964,13	137,22	0,0010372	0,0072874	384,98	104,93	489,91	1,5464	1,8093
127	2204,1	958,04	140,85	0,0010438	0,0070997	386,79	103,47	490,26	1,5508	1,8094
128	2247,1	951,83	144,6	0,0010506	0,0069154	388,61	101,98	490,59	1,5552	1,8094
129	2290,8	945,49	148,49	0,0010577	0,0067345	390,44	100,46	490,90	1,5597	1,8095

Temp. °C	Presión kPa	spez. Dichte kg/m ³		spez. Volumen m ³ /kg		spez. Enthalpie kJ/kg			spez. Entropie kJ/kg K	
		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Evap.	Vapor	Líquido	Vapor
130	2335,1	939,00	152,52	0,001065	0,0065567	392,29	98,90	491,19	1,5642	1,8095
131	2380,1	932,36	156,69	0,0010726	0,006382	394,15	97,32	491,47	1,5686	1,8094
132	2425,8	925,55	161,03	0,0010804	0,0062101	396,04	95,67	491,71	1,5732	1,8093
133	2472,2	918,58	165,53	0,0010886	0,006041	397,93	94,01	491,94	1,5777	1,8092
134	2519,3	911,41	170,23	0,0010972	0,0058745	399,85	92,28	492,13	1,5823	1,809
135	2567,1	904,04	175,12	0,0011061	0,0057103	401,79	90,51	492,30	1,5869	1,8087
136	2615,6	896,45	180,23	0,0011155	0,0055485	403,75	88,68	492,43	1,5916	1,8084
137	2664,9	888,62	185,58	0,0011253	0,0053886	405,73	86,80	492,53	1,5963	1,808
138	2714,9	880,53	191,18	0,0011357	0,0052307	407,74	84,86	492,60	1,6011	1,8075
139	2765,7	872,14	197,07	0,0011466	0,0050744	409,78	82,84	492,62	1,6059	1,8069
140	2817,2	863,43	203,27	0,0011582	0,0049195	411,85	80,75	492,60	1,6108	1,8062
141	2869,6	854,37	209,83	0,0011705	0,0047658	413,96	78,56	492,52	1,6157	1,8054
142	2922,8	844,89	216,78	0,0011836	0,004613	416,10	76,29	492,39	1,6207	1,8045
143	2976,8	834,96	224,18	0,0011977	0,0044608	418,29	73,91	492,20	1,6258	1,8034
144	3031,6	824,50	232,09	0,0012129	0,0043087	420,53	71,40	491,93	1,631	1,8022
145	3087,4	813,42	240,6	0,0012294	0,0041563	422,82	68,76	491,58	1,6364	1,8008
146	3144,0	801,62	249,81	0,0012475	0,004003	425,19	65,94	491,13	1,6419	1,7992
147	3201,6	788,95	259,87	0,0012675	0,0038481	427,64	62,92	490,56	1,6475	1,7973
148	3260,1	775,20	270,97	0,00129	0,0036904	430,19	59,65	489,84	1,6534	1,7951
149	3319,6	760,11	283,39	0,0013156	0,0035287	432,87	56,08	488,95	1,6596	1,7924
150	3380,2	743,24	297,55	0,0013455	0,0033608	435,71	52,10	487,81	1,6661	1,7892

Estos datos fueron creados a partir del programa REFPRO7.