

**ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DE UN CICLO RANKINE PARA LA  
PRODUCCIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA USANDO LA CASCARILLA DE  
ARROZ COMO COMBUSTIBLE**

**LUIS FELIPE PEÑA MORENO  
LUIS FELIPE CÁRDENAS ACEVEDO**

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

**Orientador  
Libardo Enrique Mendoza  
Ingeniero Mecánico**

**FUNDACION UNIVERSIDAD DE AMERICA  
FACULTAD DE INGENIERIAS  
INGENIERIA MECANICA  
BOGOTÁ D.C.  
2021**

**NOTA DE ACEPTACION**

---

---

---

---

---

---

---

Nombre  
Firma del Director

---

Nombre  
Firma del Presidente Jurado

---

Nombre  
Firma Jurado

---

Nombre  
Firma Jurado

## **DIRECTIVOS DE LA UNIVERSIDAD**

Presidente de la Universidad y Rector del Claústro  
**Dr. MARIO POSADA GARCÍA-PEÑA**

Consejero institucional  
**Dr. LUIS JAIME POSADA GARCÍA-PEÑA**

Vicerrectora Académica y de Investigaciones  
**Dra. ALEXANDRA MEJÍA GUZMÁN**

Vicerrector Administrativo y Financiero  
**Dr. RICARDO ALFONSO PEÑARANDA CASTRO**

Secretaria General  
**Dr. JOSE LUIS MACIAS RODRIGUEZ**

Decano de la Facultad de ingeniería  
**Dr. JULIO CESAR FUENTES ARISMENDI**

Director de Programa de ingeniería mecánica  
**Dra. MARIA ANGELICA ACOSTA PEREZ**

## **DEDICATORIA**

Dedico este trabajo de grado a mi familia, por apoyarme siempre de manera incondicional, por brindarme sus consejos, amor y cariño, por todo el esfuerzo, dedicación y compromiso de cada uno de ellos para darme la oportunidad y enseñarme de crecer como persona y profesional.

A mi novia, por brindarme amor y cariño incondicional, por escucharme siempre y ser tan especial conmigo, por dejarme participar en sus proyectos de vida y compartir conmigo sueños y metas en conjunto, por ser mi mejor amiga y compañera, por su comprensión y paciencia, por haberse cruzado en mi camino en el momento preciso, soy muy afortunado de caminar de tu mano.

**Luis Felipe Cárdenas Acevedo**

Dedicado a mi papá que siempre estuvo a mi lado y siempre lo estará, por todo lo que me dejó y lo que me enseñó, por que todos los logros son gracias a él, porque me preparo para afrontar la vida y llegar a conseguir mis sueños y por la familia que construyo, quisiera poder compartir esto contigo y verte orgulloso de tu hijo.

A mi mamá por todo el apoyo y el esfuerzo que siempre ha hecho por mi y por siempre estar pendiente de lo que necesitan sus hijos, se lo agradezco todo en la vida. A mi hermano por ser un apoyo siempre para mi mamá y para mi y ser un ejemplo a seguir. A mi novia por acompañarme en mis metas, siempre estar ahí cuando lo necesito y por luchar por nuestros sueños.

**Luis Felipe Peña Moreno**

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradecemos a la Fundación Universidad de América por brindarnos el apoyo técnico y teórico a través de su equipo administrativo y docente, los cuales nos orientaron y brindaron mediante sus conocimientos profesionales la capacidad para el desarrollo de esta investigación.

Igualmente, queremos agradecer al ingeniero Libardo Enrique Mendoza Geney por su compromiso y dedicación con la realización de esta investigación.

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

## TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN	16
INTRODUCCIÓN	17
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	19
1.1 Objetivos	23
1.1.1 <i>Objetivo general</i>	23
1.1.2 <i>Objetivos específicos</i>	23
2. GENERALIDADES	24
3. CARACTERIZACIÓN FISCOQUÍMICA DE LA CASCARILLA DE ARROZ Y SUS CENIZAS Y LAS CAPACIDADES DE SUMINISTRO DE ENERGÍA REQUERIDAS	35
3.1 Análisis próximo de la cascarilla de arroz	35
3.2 Análisis elemental de la cascarilla de arroz	37
3.3 Poder calorífico de la cascarilla de arroz	40
3.4 Caracterización de las cenizas	42
3.5 Resumen de las propiedades fisicoquímicas de la cascarilla de arroz en base seca obtenidas a partir de la caracterización energética	45
3.5.1 <i>Resumen análisis próximo de la cascarilla de arroz</i>	45
3.5.2 <i>Resumen análisis elemental de la cascarilla de arroz</i>	46
3.5.3 <i>Resumen poder calorífico de la cascarilla de arroz</i>	47
3.5.4 <i>Resumen caracterización de las cenizas de cascarilla de arroz</i>	47
3.6 Resumen caracterización fisicoquímica de la cascarilla de arroz	48
4. ANÁLISIS TEÓRICO DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN DE CASCARILLA DE ARROZ PARA CUANTIFICAR LA CANTIDAD DE CALOR GENERADO PARA UN CICLO RANKINE Y LAS EMISIONES DE CO2 EQUIVALENTES	49
4.1 Estequiometria de la reacción de combustión	49
4.2 Entalpia de Combustión	51
4.3 Temperatura de flama adiabática	52
4.4 Temperatura de flama adiabática con exceso de aire	54
5. BALANCE DE MASA, ENERGÍA Y EXERGÍA DE POSIBLES CONFIGURACIONES DEL CICLO RANKINE USANDO CASCARILLA DE ARROZ COMO FUENTE DE ENERGÍA	56
5.1 Condiciones de uso de la energía la energía producida	56

5.2	Consideraciones de diseño	58
5.2.1	<i>Eficiencia del ciclo</i>	59
5.2.2	<i>Eficiencia de la bomba y la turbina</i>	60
5.2.3	<i>Flujo másico del combustible</i>	61
5.2.4	<i>Calor específico de los gases</i>	62
5.2.5	<i>Balance de energía en la caldera</i>	63
5.2.6	<i>Potencia Suministrada</i>	63
5.3	Diseño del ciclo Rankine básico	64
5.3.1	<i>Selección de Turbina 3500kW</i>	64
5.3.2	<i>Análisis termodinámico 3500kW</i>	66
5.3.3	<i>Selección de turbina 2500kW</i>	67
5.3.4	<i>Análisis termodinámico 2500kW</i>	68
5.4	Consideraciones de diseño con secado de arroz	71
5.4.1	<i>Humedad del arroz</i>	71
5.4.2	<i>Secador</i>	73
5.5	Diseño ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo 2500kW	74
5.5.1	<i>Recirculación con mezcla en el estado 6</i>	74
5.5.2	<i>Recirculación con mezcla en el estado 3</i>	77
5.6	Diseño ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo 3500kW	84
5.7	Diseño ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor 2500kW	85
5.7.1	<i>Flujo másico orgánico de combustible total disponible</i>	86
5.7.2	<i>Flujo másico orgánico máximo de combustible</i>	91
5.8	Análisis de resultados	99
5.8.1	<i>Análisis de la energía producida por kilogramo de cascarilla</i>	100
5.8.2	<i>Análisis del porcentaje de exergía destruida en los equipos</i>	101
5.9	Variación de parámetros	102
5.9.1	<i>Variación de flujo masico orgánico de combustible</i>	102
5.9.2	<i>Variación de temperatura en el estado 2</i>	106
5.9.3	<i>Variación de temperatura en el estado 2´</i>	111
5.9.4	<i>Variación de la presión en el estado 5</i>	116
6.	ANÁLISIS COMPARATIVO DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS	122
7.	ANÁLISIS ECONÓMICO DEL CICLO RANKINE EN FUNCIÓN DEL ANÁLISIS EXERGÉTICO Y DE LAS EMISIONES DE DIÓXIDO DE CARBONO REDUCIDAS	125



7.1	Pérdidas económicas en función del análisis exergético	125
7.2	Emisiones de dióxido de carbono mediante la combustión de la cascarilla de arroz	126
7.2.1	<i>Impacto ambiental</i>	129
7.3	Beneficios Legales Según ley 1715 de 2014	129
7.3.1	<i>Finalidad de la Ley 1715 de 2014</i>	130
7.3.2	<i>Incentivos Ley 1715 de 2014</i>	131
	CONCLUSIONES	135
	BIBLIOGRAFÍA	137
	ANEXOS	143

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
<b>Figura 1.</b> Ciclo Rankine ideal simple	28
<b>Figura 2.</b> Turbina General Electric LM5000	29
<b>Figura 3.</b> Maquina térmica	30
<b>Figura 4.</b> Grafica del exceso de aire	55
<b>Figura 5.</b> Metodología para el diseño del ciclo Rankine	56
<b>Figura 6.</b> Ciclo Rankine Básico	64
<b>Figura 7.</b> Turbina D-R SST350 Siemens	65
<b>Figura 8.</b> Datos técnicos turbina D-R C de Siemens	67
<b>Figura 9.</b> Diagrama T vs S del ciclo Rankine básico 2500kW	69
<b>Figura 10.</b> Diagrama T vs S del ciclo Rankine básico 2500kW, estados 6 y 3	70
<b>Figura 11.</b> Secador	74
<b>Figura 12.</b> Ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en estado 6 2500kW	75
<b>Figura 13.</b> Ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en estado 3 2500kW	77
<b>Figura 14.</b> Diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3 2500kW	79
<b>Figura 15.</b> Diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3 2500kW, estados 3' y 6	79
<b>Figura 16.</b> Diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3, con flujo máximo de combustible 2500kW	83
<b>Figura 17.</b> Diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3, con flujo máximo de combustible 2500kW	83
<b>Figura 18.</b> Ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador 2500kW	86
<b>Figura 19.</b> Balance de energía caldera	87
<b>Figura 20.</b> Balance de energía mezclador	88
<b>Figura 21.</b> Balance de energía mezclador	88
<b>Figura 22.</b> Diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor 2500kW	90
<b>Figura 23.</b> Diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor 2500kW, estados 3' y 6	90
<b>Figura 24.</b> Diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor con flujo máximo de combustible	94

<b>Figura 25.</b> Diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor con flujo máximo de combustible, estados 3' y 6	94
<b>Figura 26.</b> Eficiencias térmicas del ciclo	99
<b>Figura 27.</b> Calor de entrada en la caldera de los ciclos	100
<b>Figura 28.</b> Porcentaje de exergía destruida de los equipos	101
<b>Figura 29.</b> Flujo arroz secado Vs % Combustible Vs Flujo de vapor para secado	103
<b>Figura 30.</b> Eficiencia exergética con variación de flujo masico	104
<b>Figura 31.</b> Exergía destruida en equipos con variación de flujo de combustible	105
<b>Figura 32.</b> Exergía destruida en la caldera con variación de flujo de combustible	105
<b>Figura 33.</b> Eficiencia térmica y calor de entrada con Variación de la Temperatura estado 2	107
<b>Figura 34.</b> Flujo de arroz secado y flujo masico total de vapor con variación en la temperatura del estado 2	108
<b>Figura 35.</b> Eficiencia exergética con variación en la temperatura 2	109
<b>Figura 36.</b> Exergía destruida en equipos con variación en la temperatura del estado 2	110
<b>Figura 37.</b> Exergía destruida en la caldera con variación en la temperatura del estado 2	110
<b>Figura 38.</b> Eficiencia térmica y calor de entrada a la caldera con variación en la temperatura del estado 2'	112
<b>Figura 39.</b> Flujo de arroz secado y flujo masico total de vapor con variación en la temperatura del estado 2	113
<b>Figura 40.</b> Eficiencia exergética con variación en la temperatura 2'	114
<b>Figura 41.</b> Exergía destruida en equipos con variación en la temperatura del estado 2'	115
<b>Figura 42.</b> Exergía destruida en la caldera con variación en la temperatura del estado 2'	115
<b>Figura 43.</b> Eficiencia térmica y calor de entrada a la caldera con variación en la presión del estado 5	117
<b>Figura 44.</b> Flujo de arroz secado y flujo masico total de vapor con variación en la presión del estado 5	118
<b>Figura 45.</b> Eficiencia exergética con variación en la presión del estado 5	119
<b>Figura 46.</b> Exergía destruida en equipos con variación en la presión del estado 5	120

<b>Figura 47.</b> Exergía destruida en la caldera con variación en la presión del estado 5	120
<b>Figura 48.</b> Impacto ambiental	129
<b>Figura 49.</b> Finalidad de la Ley 1715 de 2014	131

## LISTA DE TABLAS

	Pág.
<b>Tabla 1.</b> Potencial energético departamental para biomasa residual de arroz	19
<b>Tabla 2.</b> Potencial energético de la biomasa residual en sector agrícola	20
<b>Tabla 3.</b> Tipos de biomasa	25
<b>Tabla 4.</b> Composición elemental de distintos tipos de biomasa sin humedad	26
<b>Tabla 5.</b> Análisis próximo de la cascarilla de arroz	35
<b>Tabla 6.</b> Análisis próximo de la cascarilla de arroz	36
<b>Tabla 7.</b> Análisis próximo de la cascarilla de arroz	36
<b>Tabla 8.</b> Análisis próximo de la cascarilla de arroz	37
<b>Tabla 9.</b> Composición elemental de la cascarilla de arroz	38
<b>Tabla 10.</b> Composición elemental de la cascarilla de arroz	38
<b>Tabla 11.</b> Composición elemental de la cascarilla de arroz	39
<b>Tabla 12.</b> Composición elemental de la cascarilla de arroz	40
<b>Tabla 13.</b> Poder calorífico de la cascarilla de arroz	41
<b>Tabla 14.</b> Poder calorífico de la cascarilla de arroz	41
<b>Tabla 15.</b> Poder calorífico de la cascarilla de arroz	42
<b>Tabla 16.</b> Caracterización de las cenizas de la cascarilla de arroz	43
<b>Tabla 17.</b> Caracterización de las cenizas de la cascarilla de arroz	44
<b>Tabla 18.</b> Caracterización de las cenizas de la cascarilla de arroz	45
<b>Tabla 19.</b> Conclusión Análisis próximo de la cascarilla de arroz	46
<b>Tabla 20.</b> Conclusión Análisis elemental de la cascarilla de arroz	46
<b>Tabla 21.</b> Conclusión Poder calorífico de la cascarilla de arroz	47
<b>Tabla 22.</b> Conclusión Caracterización de la ceniza de la cascarilla de arroz	47
<b>Tabla 23.</b> Conclusión Caracterización fisicoquímica de la cascarilla de arroz	48
<b>Tabla 24.</b> Valores de entalpía de formación	52
<b>Tabla 25.</b> Valores de temperatura con exceso de aire	54
<b>Tabla 26.</b> Consumo energético anual de la producción de arroz	57
<b>Tabla 27.</b> Consumo energético anual de plantas arroceras	58
<b>Tabla 28.</b> Consideraciones de los procesos térmicos de los equipos	59
<b>Tabla 29.</b> Eficiencia térmica ciclo Rankine	59
<b>Tabla 30.</b> Eficiencia de la turbina de vapor	60
<b>Tabla 31.</b> Eficiencia bomba centrífuga	60
<b>Tabla 32.</b> Flujo másico de combustible disponible	61

<b>Tabla 33.</b> Calor específico gases de combustión	63
<b>Tabla 34.</b> Parámetros de la turbina D-R SST 350	65
<b>Tabla 35.</b> Estados del ciclo Rankine básico 3500kW	66
<b>Tabla 36.</b> Parámetros de la turbina D-R C	68
<b>Tabla 37.</b> Estados del ciclo Rankine básico 2500kW	69
<b>Tabla 38.</b> Resultados ciclo Rankine básico 2500kW	71
<b>Tabla 39.</b> Humedad promedio de entrada y salida del arroz en el secador.	72
<b>Tabla 40.</b> Calor requerido para secado de la producción anual de arroz	73
<b>Tabla 41.</b> Estados del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 6 2500kW	76
<b>Tabla 42.</b> Estados del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3 2500kW	78
<b>Tabla 43.</b> Consideraciones de diseño del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo en el estado 3, con flujo máximo de combustible	81
<b>Tabla 44.</b> Estados del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3, con flujo máximo de combustible 2500kW	82
<b>Tabla 45.</b> Resultados ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo en el estado 3, con flujo máximo de combustible	84
<b>Tabla 46.</b> Estados del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3 3500kW	85
<b>Tabla 47.</b> Estados del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor 2500kW	89
<b>Tabla 48.</b> Consideraciones de diseño del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor, con flujo máximo de combustible	91
<b>Tabla 49.</b> Estados del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor con flujo máximo de combustible	93
<b>Tabla 50.</b> Resultados ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor con flujo máximo de combustible	95
<b>Tabla 51.</b> Entropías por irreversibilidades y la eficiencia exergética para cada uno de los equipos	97
<b>Tabla 52.</b> Constante R de gas de combustión	97
<b>Tabla 53.</b> Eficiencia exergética del ciclo	98
<b>Tabla 54.</b> Análisis Exergético en equipos con flujo máximo combustible	98
<b>Tabla 55.</b> Energía por kg de cascarilla	101

<b>Tabla 56.</b> Parámetros de la investigación seleccionada	122
<b>Tabla 57.</b> Resultados propios y de la investigación seleccionada	123
<b>Tabla 58.</b> Resultados de investigación seleccionada en el ciclo más optimo	124
<b>Tabla 59.</b> Pérdidas económicas en los equipos	125
<b>Tabla 60.</b> Factor de emisiones de CO <sub>2</sub> combustibles fósiles	126
<b>Tabla 61.</b> Emisiones de CO <sub>2</sub> de la cascarilla de arroz	126
<b>Tabla 62.</b> Emisiones de CO <sub>2</sub> de Termodorada 1 y Zipa 2	127
<b>Tabla 63.</b> Emisiones de CO <sub>2</sub> reducidas	128
<b>Tabla 64.</b> Marco Normativo Ley 1715 de 2014	130
<b>Tabla 65.</b> Incentivos de la Ley 1715 de 2014	133

## RESUMEN

En el presente trabajo se realiza el análisis energético y exergético de un ciclo Rankine para la producción de energía eléctrica usando la cascarilla de arroz en base seca como combustible, se inicia a partir de la caracterización fisicoquímica de la biomasa con el objetivo de conocer las propiedades para el aprovechamiento energético, obteniendo un poder calorífico de 14,42 MJ/kg, se desarrolla un análisis teórico de la combustión para cuantificar el calor generado. Partiendo de un ciclo Rankine convencional, se establecen parámetros de diseño, a través de un análisis termodinámico llevado a cabo con ayuda de la biblioteca CoolProp, de Microsoft Excel, en búsqueda de mejorar el aprovechamiento de la energía mediante la implementación de equipos y configuraciones, con el objetivo de suplir los requerimientos de la planta Diana Corporación/Vía Morichal.

Durante el diseño del proceso se obtuvo un exceso de energía, el cual fue aprovechado para la implementación de un sistema de secado del arroz, logrando aumentar la eficiencia debido al aprovechamiento térmico. Al llegar a un diseño donde el uso energético fue máximo, logrando una eficiencia térmica y exergética del 53% y 66% respectivamente, se realizó una variación en los parámetros de diseño con el objetivo de conocer el comportamiento del ciclo en diferentes condiciones de trabajo.

Se alcanzó a suplir el 63% de la energía requerida en la planta Diana Corporación/Vía Morichal, lo cual implica una importante reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub> producidas al obtener la energía eléctrica.

**Palabras clave:** biomasa, ciclo Rankine, cascarilla de arroz, combustión, energía, exergía, emisiones de CO<sub>2</sub>, secado.



## INTRODUCCIÓN

En la industria arrocera el principal desecho que se genera es la cascarilla de arroz, compuesta principalmente por fibras, celulosas y minerales, tiene un uso restringido en el área de la elaboración de alimentos concentrados para animales, debido a su alto contenido de sílice, elemento que disminuye notablemente su digestibilidad [1]. Debido a su composición físico química la cascarilla de arroz es un residuo de muy difícil biodegradación, al mismo tiempo se le suma el hecho de que la cantidad de cascarilla generada oscila en valores cercanos al 20% en peso de la producción total en las plantas procesadoras de arroz y teniendo en cuenta el bajo peso específico de la cascarilla de arroz a granel ( $100 \text{ kg/m}^3$ ), genera que el transporte y la evacuación de la cascarilla represente un problema que implica unos costos elevados y un impacto perjudicial para el medio ambiente [1].

Gran parte de los residuos generados por el sector arrocero son quemados a cielo abierto deteriorando la salud de la comunidad que habita en estas áreas. La agroindustria del arroz apuesta por la reincorporación al proceso productivo de la cascarilla de arroz dándole uso como sustrato agrícola para el mejoramiento de suelos, fabricación de productos agroindustriales, control de la contaminación, fabricación de insumos, construcción de vivienda y fabricación de productos químicos [2].

En el presente trabajo, el objetivo central es realizar el análisis energético y exergético de un ciclo Rankine para la producción de energía eléctrica usando la cascarilla de arroz como combustible, empleando los fundamentos de la termodinámica, en el proceso de combustión para poder cuantificar la cantidad de calor generado en un ciclo Rankine y las emisiones de  $\text{CO}_2$ . Se realizará la caracterización física y química de la cascarilla de arroz, sus cenizas y las capacidades de suministro de energía requeridas, por medio del análisis próximo, para el cual se tomará como referencia estudios previos realizados encontrados en la literatura. Se realizará un análisis teórico del proceso de combustión de cascarilla de arroz para cuantificar la cantidad de calor generado para un ciclo Rankine y las emisiones de  $\text{CO}_2$  equivalentes. Se determinará el balance de masa, energía y exergía en posibles configuraciones de ciclo Rankine, los resultados obtenidos se compararán con la información obtenida

en la literatura acerca de emisiones de CO<sub>2</sub>, como principal contaminante, emitidas por la producción de energía con combustibles fósiles.

## 1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El crecimiento de la industria arrocera en Colombia, ha generado un aumento en los residuos del proceso de la obtención del grano de arroz, los cuales presentan un potencial energético mostrado en la tabla 1. La cascarilla es el principal residuo del sector arrocero, el cual tiene una producción de 492.738 toneladas por año para el 2011 con un potencial energético estimado de 7.136,53 Tera Jules/año (tabla 2), en el país no es aprovechado de una forma adecuada y se convierte en un residuo obsoleto con grandes niveles de contaminación [3].

**Tabla 1.**

*Potencial energético departamental para biomasa residual de arroz*

Departamento	Área sembrada [ha]	Producción	Cantidad de residuo	Potencial energético
		[t producto/año]	[t/año]	[TJ/año]
Antioquia	21.635	54.875	139.931	620,00
Bolívar	33.374	125.250	319.388	1.415,13
Caquetá	1.268	1.539	3.924	17,39
Cauca	1.446	5.352	13.648	60,47
Cesar	24.780	144.896	369.485	1.637,10
Córdoba	32.404	104.258	265.858	1.177,96
Cundinamarca	1.666	10.146	25.872	114,63
Chocó	11.946	21.565	54.991	243,65
Huila	30.258	214.038	545.797	2.418,30
La Guajira	2.750	13.480	34.374	152,3
Magdalena	2.563	12.806	32.655	144,69
Meta	65.456	353.516	901.466	3.994,19
Nariño	799	470	1.200	5,31
Norte de Santander	20.642	120.134	306.342	1.357,33
Santander	470	3.108	7.925	35,12
Sucre	41.505	184.618	470.776	2.085,90
Tolima	99.880	763.109	1.945.928	8.621,97
Valle del Cauca	5.970	40.031	102.079	452,29
Arauca	3.646	14.190	36.185	160,33
Casanare	51.189	274.409	699.743	3.100,40
Putumayo	1.010	1.238	3.157	13,99
Amazonas	28	38	97	0,43
Guaviare	676	548	1.397	6,19
Vaupés	60	45	114	0,51
Vichada	22	30	77	0,34
<b>TOTAL</b>	<b>455.444</b>	<b>2.463.689</b>	<b>6.282.407</b>	<b>27.835,94</b>

**Nota.** En la tabla se demuestra el Área sembrada (ha), producción (t producto/año), Cantidad de residuo (t/año) y potencial energético (TJ/año) por departamento en Colombia. Tomado de: Universidad Industrial de Santander. Centro de Estudios e Investigaciones Ambientales, «Unidad De Planeacion Minero Energetica,» 2011. [En línea]. Disponible: <https://www1.upme.gov.co/siame/Paginas/atlas-del-potencial-energetico-de-la-biomasa.aspx>. [Último acceso: 29 09 2020].

**Tabla 2.**

*Potencial energético de la biomasa residual en sector agrícola*

Cultivo	Producción <sup>1</sup> [t/año]	Tipo de residuo	Origen del residuo	Factor de residuo <sup>2</sup>	Masa de residuo	Potencial energético
				$[\frac{t_{residuo}}{t_{producto\ principal}}]$	[ t / año]	[TJ / año]
Palma de Aceite	872.117	Cuesco	RAI	0,22	189.074	2.627,44
		Fibra		0,63	546.381	6.778,89
		Raquis de Palma		1,06	924.618	6.607,31
Caña de Azúcar	2.615.251	Hojas - Cogollo	RAC	3,26	8.525.718	41.707,22
		Bagazo	RAI	2,68	7.008.873	76.871,65
Caña Panelera	1.514.878	Bagazo	RAC	2,53	5.680.790	62.305,56
		Hojas - Cogollo	RAI	3,75	3.832.640	18.749,01
Café	942.327	Pulpa	RAI	2,13	2.008.192	7.206,79
		Cisco		0,21	193.460	3.338,57
		Tallos	RAC	3,02	2.849.596	38.561,52
Maíz	1.368.996	Rastrojo	RAC	0,93	1.278.642	12.573,18
		Tusa		0,27	369.629	3.845,88
		Capacho		0,21	288.858	4.383,73
Arroz	2.463.689	Tamo	RAC	2,35	5.789.669	20.699,41
		Cascarilla	RAI	0,2	492.738	7.136,53
Banano	1.878.194	Raquis de banano	RAC	1	1.878.194	806,31
		Vástago de banano		5	9.390.968	5.294,27
		Banano de rechazo	RAI	0,15	281.729	495,34
Plátano	3.319.357	Raquis de plátano	RAC	1	3.319.357	1.425,00
		Vástago de plátano		5	16.596.783	9.356,64
		Plátano de rechazo	RAI	0,15	497.903	875,43
<b>TOTAL</b>	<b>14.974.807</b>				<b>71.943.813</b>	<b>331.645,71</b>

**Nota.** En la tabla se evidencia el potencial energético de la biomasa residual del sector agrícola en Colombia en Producción (t/año), Tipo de residuo, Origen de residuo, Factor de residuo (Tresiduo/Tproducto principal), Masa de residuo (t/año) y el potencial energético (TJ/año). Tomado de: Universidad Industrial de Santander. Centro de Estudios e Investigaciones Ambientales, «Unidad De Planeacion Minero Energetica,» 2011. [En línea]. Disponible: <https://www1.upme.gov.co/siame/Paginas/atlas-del-potencial-energetico-de-la-biomasa.aspx>. [Último acceso: 29 09 2020].

En Colombia la cascarilla de arroz se ha utilizado principalmente como camas avícolas o abono orgánico el cual presenta grandes características en macro y micronutrientes para el suelo, por lo tanto, es una gran alternativa para la mitigación de la contaminación agroindustrial, aunque las características de este producto son de gran utilidad en la agricultura de las regiones, la demanda no alcanza a cubrir la

cantidad de residuos generados, estudios realizados indican la alta eficiencia de esta alternativa, pero la baja mitigación en cuanto a cantidades usadas en abono, las cuales no cubren ni una cuarta parte de la cascarilla producida [2]. Entonces de este modo se requieren establecer aplicaciones para el aprovechamiento energético de este residuo de forma sostenible.

Para la producción energética en el mundo se usa principalmente los combustibles fósiles, estos producen gases de efecto invernadero los cuales aceleran el aumento de la temperatura de la atmosfera, contribuyendo al cambio climático. La quema de combustibles fósiles se ha convertido en la principal fuente de emisiones dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) a la atmosfera, siendo este el gas más nocivo en la generación del efecto invernadero [4].

Es importante diversificar la canasta de generación eléctrica en Colombia ya que esta se concentra en dos fuentes, la hidroelectricidad con una participación del 63.9% (67.7% incluyendo menores hidráulicas) y la generación a gas natural que representa 26.3% de la capacidad instalada en el año 2014. Tal dependencia hace que el sistema energético colombiano pueda ser vulnerable en el corto plazo debido a fenómenos climáticos como el fenómeno del niño y de la niña, y en mediano y largo plazo de la disponibilidad de gas natural. Por lo anterior es preciso que se implementen nuevas fuentes de energía para lograr una diversificación de la canasta y garantizar un suministro de energía confiable, pero adicionalmente que sea sostenible. La Ley 1715 de 2014, es un primer paso para lograr este objetivo, dado que busca promover la integración de fuentes no convencionales (FNCE), principalmente aquellas de carácter renovable en el sistema energético nacional. Específicamente se busca la introducción de plantas eólicas, generación solar fotovoltaica, geotermia y generación a partir de la biomasa en el sistema eléctrico del país [5].

El uso energético de la cascarilla de arroz puede ser desde el punto de vista técnico, ambiental y económicamente viable. Se puede evidenciar el uso alternativo que se le da a la cascarilla de arroz en el mundo, desde hornos Clamp o Escocés y Hornos Hoffman que son usados en la industria ladrillera artesanales en Perú, actualmente utilizan como combustible principal carbón mineral, aserrín de madera, cáscara de arroz o de café, leña de algarrobo o de otras especies [6]. Fenirol S.A. (Energía

Renovable Tacuarembó) es un emprendimiento de un consorcio de cuatro grupos económicos (tres uruguayos y uno extranjero), con vasta experiencia en otras actividades a nivel nacional e internacional localizada en Tacuarembó Ciudad en Uruguay. Obtiene biomasa de distintas fuentes, como subproductos de actividades de la industria forestal (aserrín de aserraderos, trozas de diámetros finos de actividades forestales) y de los molinos arroceros (cáscara de arroz) de la zona. Cuenta con un sistema de combustión capaz de quemar mezcla de los distintos tipos mencionados, hasta un 20% de cáscara de arroz y biomasa forestal con hasta un 55% de humedad. La energía entregada a la red en el año 2018 fue de 46.888MWh [7].

Galofer implementa a la generación de energía con la cogeneración con turbina de vapor, utilizando como combustible cascara de arroz, pertenece a un grupo conformado por industrias arroceras de la zona centro-este de Uruguay: Arrozal 33, Glencore, Casarone Agroindustrial, Saman y Coopar. Galofer se encuentra instalada en un predio contiguo a Arrozur y esta consume vapor de baja presión que se extrae de la turbina entregando en el 2019, 66.500 MWh de energía a la red [7].

Ante la importancia que representa el ahorro de combustibles, el uso de desechos contaminantes, la necesidad de incrementar la productividad de la agroindustria y con el deseo de aportar al campo de la investigación tecnológica aplicada, Super-Brix desarrolló, a mediados de 1993, un nuevo diseño de horno para el secamiento de granos, utilizando la cascarilla de arroz como combustible. Contribuyendo a la reducción de emisión de gases contaminantes, en gran medida, a la reducción de un desecho de difícil biodegradación como lo es la cascarilla de arroz. Así mismo, en estos tiempos de crisis energética mundial, se ha logrado encontrar una fuente alternativa de generación de calor y así reducir el consumo de combustibles fósiles para la generación de energía eléctrica como el diésel, carbón y gas natural. Con miras a la utilización de tecnologías sostenibles en plantas de la agroindustria, la utilización de la cascarilla de arroz representa un aporte significativo en la preservación de los recursos naturales para garantizar un futuro mejor para las nuevas generaciones [8].

## **1.1 Objetivos**

### **1.1.1 Objetivo general**

Realizar el análisis energético y exergético de un ciclo Rankine para la producción de energía eléctrica usando la cascarilla de arroz como combustible.

### **1.1.2 Objetivos específicos**

1. Caracterizar física y químicamente la cascarilla de arroz, sus cenizas y las capacidades de suministro de energía requeridas.
2. Realizar un análisis teórico del proceso de combustión de cascarilla de arroz para cuantificar la cantidad de calor generado para un ciclo Rankine y las emisiones de CO<sub>2</sub> equivalentes.
3. Realizar el balance de masa, energía y exergía de posibles configuraciones del ciclo Rankine usando cascarilla de arroz como fuente de energía.
4. Establecer un análisis comparativo de los resultados obtenidos con resultados disponibles en la literatura.
5. Realizar el análisis económico del ciclo Rankine en función del análisis exergético y de las emisiones de dióxido de carbono reducidas.

## 2. GENERALIDADES

**Biomasa:** La biomasa es la materia orgánica que deriva de árboles, plantas y residuos de animales que pueden ser transformados en energía; o desechos que provienen de la industria agrícola (residuos de maíz, café, arroz), de aserradero (aserrín, cortezas podas, ramas,) y de los residuos urbanos (aguas negras, basura orgánica y otros). La biomasa es la fuente de energía renovables más antigua conocida y aprovechada por el hombre [9].

Las fuentes más significativas de biomasa son los campos forestales y agrícolas, ya que en estos se producen basuras que regularmente son dejadas en campo debido a que no se cuenta con la oferta suficiente para hacer usos de la totalidad de los residuos generados por los campos agrícolas [9].

### ➤ Tipos de biomasa

La Biomasa se puede identificar en diferentes estados físicos que establecen la factibilidad económica y técnica para la implementación en procesos de producción de energía. El estado físico de la biomasa se puede catalogar según el tipo de recurso, como se muestra en la tabla 3.



**Tabla 3.***Tipos de biomasa*

Recursos de biomasa	Tipo de residuo	Características físicas
Residuos forestales	Restos de aserrío: corteza, aserrín, astillas. Restos de ebanistería: aserrín, trozos, astillas. Restos de plantaciones: ramas, corteza, raíces.	Polvo, sólido, HR <sup>2</sup> >50% Polvo sólido, HR 30 - 45% Sólido, HR > 55%
Residuos agropecuarios	Cáscara y pulpa de frutas y vegetales. Cáscara y polvo de granos secos (arroz, café). Estiércol. Residuos de cosechas: tallos y hojas, cáscaras, maleza, pastura.	Sólido, alto contenido humedad Polvo, HR < 25% Sólido, alto contenido humedad Sólido HR >55%
Residuos industriales	Pulpa y cáscara de frutas y vegetales. Residuos de procesamiento de carnes. Aguas de lavado y precocido de carnes y vegetales. Grasas y aceites vegetales.	Sólido, humedad moderada Sólido, alto contenido humedad Líquido Líquido, grasoso
Residuos urbanos	Aguas negras. Desechos domésticos orgánicos (cáscara de vegetales). Basura orgánica (madera).	Líquido Sólido, alto contenido humedad  Sólido alto contenido humedad

**Nota.** En la tabla se muestran los distintos tipos de biomasa y sus características físicas, Tomado de: FOCER, «bio-nica.info,» 2002. [En línea]. Disponible: <http://www.bio-nica.info/biblioteca/BUNCA2002Biomasa.pdf>. [Último acceso: 28 10 2020].

**Composición elemental:** Las características físicas y químicas de la biomasa establecen el tipo de combustible o subproducto energético que se puede generar utilizando biomasa; por ejemplo, los residuos animales producen altas cantidades de gas metano, mientras tanto la madera produce el llamado “gas pobre”, que está compuesto por una mezcla rica en monóxido de carbono. Por otra parte, las características físicas influyen en el procedimiento previo que sea necesario aplicar a la biomasa [9], En la tabla número 4 se presenta el análisis elemental para diferentes tipos de biomasa.

**Tabla 4.***Composición elemental de distintos tipos de biomasa sin humedad*

Tipo de biomasa	Porcentaje del peso (sin humedad)						
	C	H	N	O	S	Cl	Ceniza
Madera							
Sauce	47,66	5,2	0,3	44,70	0,03	0,01	1,45
Madera suave	52,10	6,10	0,20	39,90	-	-	1,70
Corteza de madera dura	50,35	5,83	0,11	39,62	0,07	0,03	3,99
Madera dura	50,48	6,04	0,17	42,43	0,08	0,02	0,78
Eucalipto	50,43	6,01	0,17	41,53	0,08	0,02	1,76
Roble	49,89	5,98	0,21	42,57	0,05	0,01	1,29
Corteza de pino	52,30	5,80	0,29	38,76	0,03	0,01	2,90
Aserrín pino	52,49	6,24	0,15	40,45	0,03	0,04	0,60
Sub-productos agrícolas							
Brizna de trigo	39,07	4,77	0,58	50,17	0,08	0,37	4,96
Caña de azúcar	44,80	5,35	0,38	39,55	0,01	0,12	9,79
Bagazo de caña	46,95	5,47	0,38	39,55	0,01	0,12	9,79
Paja de arroz	39,65	4,88	0,92	35,77	0,12	0,50	18,16
Cascarilla de arroz	38,68	5,14	0,41	37,45	0,05	0,12	18,15
Paja de maíz	46,91	5,47	0,56	42,78	0,04	0,25	3,99
Ollote de maíz	47,79	5,64	0,44	44,71	0,01	0,21	1,2
Fibra de coco	50,29	5,05	0,45	39,63	39,63	0,28	4,14
Carbón mineral	71,70	4,70	1,3	8,30	0,64	0,060	20,70

**Nota.** En la tabla se muestran los distintos tipos de biomasa y sus características químicas. Tomado de FOCER, «bio-nica.info,» 2002. [En línea]. Disponible: <http://www.bio-nica.info/biblioteca/BUNCA2002Biomasa.pdf>. [Último acceso: 28 10 2020].

**Contenido de humedad (H.R.):** El contenido de humedad de la biomasa es la relación de la masa de agua por kilogramo de materia seca. Normalmente en los procesos de conversión energética es indispensable que la biomasa tenga un contenido de humedad inferior al 30%. Con frecuencia, los restos salen del proceso productivo con un contenido de humedad muy superior, lo que obliga a implementar operaciones de preparación de la biomasa, antes de ingresar al proceso de conversión de energía [9].

**Porcentaje de cenizas:** El porcentaje de cenizas revela la cantidad de materia sólida no combustible por kilogramo de biomasa. En los procesos que contienen la combustión de la biomasa, es significativo conocer la relación de generación de ceniza y su composición, ya que, en algunos casos, ésta puede ser utilizada, por ejemplo, la ceniza de la cascarilla de arroz es un excelente aditivo en la mezcla de concreto o para la fabricación de filtros de carbón activado [9].

**Material Volátil:** “Los materiales volátiles son desprendimientos gaseosos de la materia orgánica e inorgánica durante el calentamiento” [10].

**Poder calórico:** El contenido calórico por unidad de masa es la medida que establece la energía disponible en la biomasa. El poder calorífico de los combustibles tiene una relación directa con su contenido de humedad. Un mayor porcentaje de humedad reduce la eficiencia de la combustión debido a que una gran parte del calor liberado se usa para evaporar el agua y no se aprovecha en la reducción química del material [11].

El poder calorífico puede ser llamado, poder calorífico superior (PCS) el cual representa el valor máximo en el que se libera la energía en la combustión completa, donde se considera la energía utilizada para la vaporización del agua contenida; y el poder calorífico inferior (PCI) el cual representa el valor máximo de energía útil, así el poder calorífico superior es el más utilizado para poder comparar la energía liberada por varios tipos de biomasa [12].

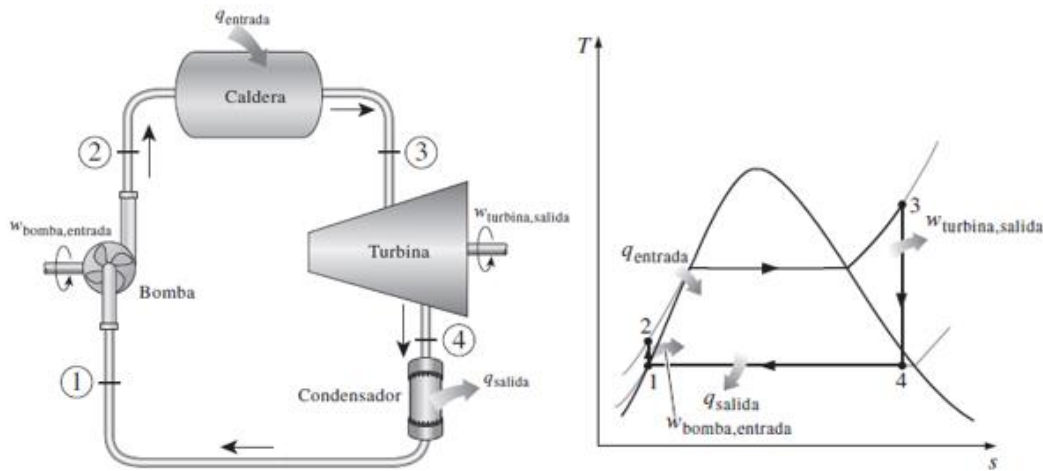
**Fuentes No Convencionales de Energía (FNCE):** Son aquellos recursos energéticos disponibles a nivel mundial que son considerados ambientalmente sostenibles, pero que en el país no son utilizados y no se comercializan ampliamente. Se consideran FNCE la energía nuclear o atómica y las FNCER. Otras fuentes podrán ser consideradas como FNCE según lo determine la UPME en Colombia [11].

**Fuentes No Convencionales de Energía Renovable (FNCER):** Son los recursos energéticos disponibles ambientalmente sostenibles, pero que en el país no son utilizados y comercializados ampliamente. Se consideran FNCER la biomasa, los pequeños aprovechamientos hidroeléctricos, la eólica, la geotérmica, la solar y los mares. Otras fuentes podrán ser consideradas como FNCER según lo determine la UPME [11].

**Ciclo Rankine:** Es el más utilizado en las centrales de vapor para generación eléctrica debido a que presenta los mejores resultados, el ciclo ideal no presenta irreversibilidades internas y se compone a partir de cuatro principales procesos. El ciclo se muestra en la figura 1 junto al diagrama T vs S [13].

**Figura 1.**

*Ciclo Rankine ideal simple*



**Nota.** En la figura se muestra el ciclo Rankine básico con sus componentes y la gráfica de temperatura vs entropía que relaciona cada una de las partes del proceso. Tomado de: M. A. B. Yunes A. Cengel, «joinville,» 2011. [En línea]. Disponible: <http://joinville.ifsc.edu.br/~evandro.dario/Termodin%C3%A2mica/Material%20Did%C3%A1tico/Livro%20-%20Cengel/Termodinamica%20-%20Cengel%207th%20-%20espanhol.pdf>. [Último acceso: 29 Octubre 2020].

En el estado 1 el agua ingresa a la bomba como un líquido saturado y este se condensa isoentrópicamente hasta la presión en que se encuentra la caldera. El agua incrementa su temperatura un poco durante el proceso de compresión isentrópica debido a que el volumen específico del agua presenta una leve disminución. El agua ingresa a la caldera en estado de líquido comprimido en el estado 2, para salir como vapor sobrecalentado en el estado 3. Se puede decir que la caldera se comporta igual que un gran intercambiador de calor en la cual el calor originado en los gases de combustión, se transfiere al agua a presión constante. La caldera y la sección en la cual el vapor se sobrecalienta, se le llama generador de vapor [13].

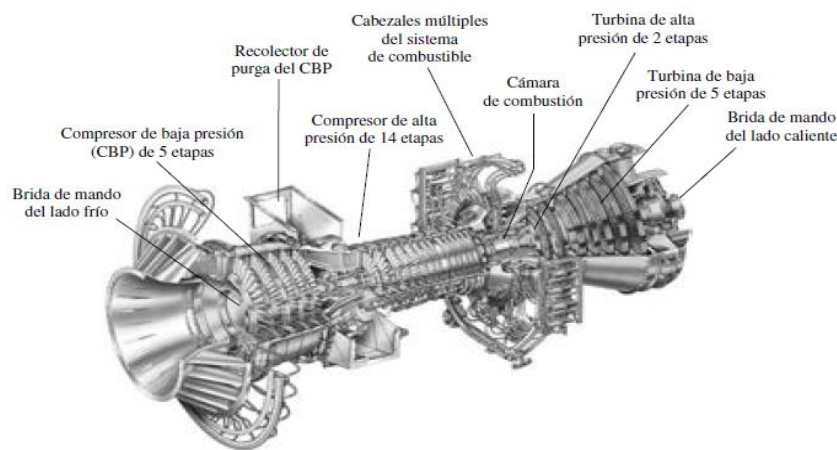
El vapor sobrecalentado en la etapa 3 entra a la turbina donde se expande isoentrópicamente produciendo trabajo al hacer girar un eje conectado a un generador eléctrico. Durante este proceso se presenta una disminución de la presión y la temperatura del vapor hasta los valores del estado 4, en el cual el vapor entra al condensador, en este estado es un vapor húmedo con una calidad alta. En el

condensador el vapor se condensa a presión constante (isobáricamente), el cual es otro gran intercambiador de calor, liberando el calor hacia un medio de enfriamiento como un cuerpo de agua o la atmósfera. Por último, el vapor sale del condensador en estado de líquido saturado y vuelve e ingresa a la bomba, completando el ciclo para que vuelva a comenzar [13].

**Turbina:** Por lo general se usan para impulsar los generadores eléctricos, al pasar un fluido por la turbina esta genera trabajo contra los álabes, los cuales van unidos al eje, por lo tanto, esta gira convirtiendo la energía cinética en energía mecánica y a su vez produciendo trabajo. La velocidad que lleva el fluido en la mayoría de turbinas es muy alta, por lo cual el fluido presenta un importante cambio en su energía cinética, no obstante, este cambio es pequeño comparado al cambio de entalpia que se presenta [13].

**Figura 2.**

*Turbina General Electric LM5000*



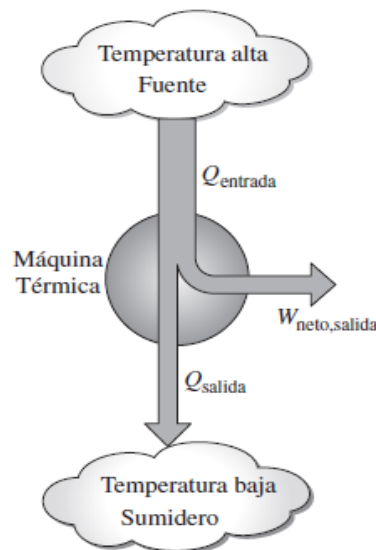
**Nota.** En la figura se presenta una turbina moderna de gas basada en tierra que se utiliza para la producción de potencia eléctrica, tiene una longitud de 6.2 m, pesa 12.5 toneladas y produce 55.2 MW a 3.600 rpm. Tomado de: M. A. B. Yunes A. Cengel, «joinville,» 2011. [En línea]. Disponible:

<http://joinville.ifsc.edu.br/~evandro.dario/Termodin%C3%A2mica/Material%20Did%C3%A1tico/Livro%20-%20Cengel/Termodinamica%20-%20Cengel%207th%20-%20espanhol.pdf>. [Último acceso: 29 Octubre 2020].

**Maquinas térmicas:** Estas se encargan de convertir el calor en trabajo, sus principales características son que absorben calor de una fuente a alta temperatura, después parte de este calor se convierte en trabajo y rechazan el calor sobrante hacia un sumidero que se encuentra a baja temperatura, estas operan en ciclo, mostrada en la figura 3 [13].

**Figura 3.**

*Maquina térmica*



**Nota.** La figura muestra el diagrama de la maquina térmica. Tomado de: M. A. B. Yunes A. Cengel, «joinville,» 2011. [En línea]. Disponible: <http://joinville.ifsc.edu.br/~evandro.dario/Termodin%C3%A2mica/Material%20Did%C3%A1tico/Livro%20-%20Cengel/Termodinamica%20-%20Cengel%207th%20-%20espanhol.pdf>. [Último acceso: 29 Octubre 2020].

**Eficiencia térmica:** En una maquina térmica la salida de trabajo neto es menor que el calor de entrada, solo una parte del calor transferido a una maquina térmica se transforma en trabajo, esta porción de calor de entrada que se convierte en trabajo neto es un indicador de rendimiento de una maquina térmica la cual es llamada

eficiencia térmica. La salida ideal es el trabajo neto y la entrada que requieren es la cantidad de calor suministrado al fluido de trabajo [13].

**Combustión:** Un material que puede quemarse para liberar energía acumulada en forma de calor se le llama combustible. La combustión es una reacción química en la que se oxida el combustible y se logra liberar una gran cantidad de energía, el aire es el oxidante que más comúnmente se emplea en los procesos de combustión por la facilidad de acceso. El aire se compone en su mayoría de nitrógeno y la presencia de este influye considerablemente en el resultado del proceso de combustión, debido a que el nitrógeno entra en grandes cantidades a una cámara de combustión a temperaturas bajas, y luego sale a altas temperaturas, en el proceso absorbe gran proporción de la energía química que se libera durante la combustión. En el proceso de combustión los reactivos son los componentes existentes antes de que pase la reacción, y los componentes que se obtienen al terminar la reacción se llaman productos [13].

**Temperatura de flama adiabática:** Cuando se presenta una ausencia de cualquier interacción de trabajo y variaciones en las energías potencial y cinética, se pierde la energía química liberada en el proceso de combustión en forma de calor hacia el exterior o se pueden usar interiormente para aumentar la temperatura de los productos. Entre menor es el calor perdido, va a ser mayor el incremento en la temperatura. Un caso límite en el cual no se presente pérdida de calor hacia el exterior, ocasiona que la temperatura de los productos alcance un máximo valor, esta es la llamada temperatura de flama adiabática [13].

**Exergía:** Establece el potencial de trabajo útil de una cantidad determinada de energía en un estado específico. El potencial de trabajo de la energía contenida en el sistema es el trabajo útil máximo que puede obtenerse del sistema. El trabajo que se realiza en un proceso depende de los estados inicial, final y de la trayectoria del proceso, en el análisis exergético siempre se especifica el estado inicial, por lo que no es una variable. Cuando el proceso entre dos estados es reversible la salida de trabajo llega a un máximo [13].

La energía cinética se puede convertir en trabajo debido a que es una forma de energía mecánica. “El potencial de trabajo o la exergía de la energía cinética de un sistema es igual a la propia energía cinética sin tener en cuenta la temperatura y la presión del ambiente” [13]. La energía potencial es una forma de energía mecánica, por esto, se puede convertir en trabajo. Entonces, en la energía potencial de un sistema la exergía es igual a esa energía potencial sin importar la presión ambiente ni la temperatura [13].

“El sistema debe estar en el estado muerto al final del proceso para maximizar la salida de trabajo” [13], a menos que se defina los parámetros del estado muerto, se toman como la temperatura ( $T_0=25^\circ\text{C}$ ) y presión ambiente ( $P_0=1\text{ atm}$ ). [13]

**Análisis exergético:** La exergía se puede destruir, pero no es posible crearla. Por ende, en un sistema el cambio de exergía durante un proceso es menor que la transferencia de exergía por una unidad igual de exergía destruida dentro de los límites del sistema. El cambio de exergía de un sistema es igual a la diferencia entre la transferencia neta de exergía por medio de la frontera del sistema y la exergía destruida dentro de las fronteras como efecto de las irreversibilidades durante un proceso [13].

**Eficiencia exergética según la segunda ley de la termodinámica:** Basándose en que la medida de la eficiencia exergética según la primera ley de la termodinámica no es una medida que tenga en cuenta los desempeños de los dispositivos técnicos. Para lograr tener una medida real es necesario definir la eficiencia basada en la segunda ley de la termodinámica que relaciona la eficiencia térmica real y la eficiencia térmica máxima (reversible), bajo unas condiciones iguales. La eficiencia según la segunda ley además puede expresarse como la relación entre las salidas de trabajo útil y la de trabajo máximo (reversible), se define para los dispositivos productores de trabajo como [13]:



### **Ecuación 1.**

*Eficiencia exergética para dispositivos  
productores de trabajo*

$$\eta_{II} = \frac{W_u}{W_{rev}}$$

Igualmente se puede definir la eficiencia según la segunda ley para dispositivos no cíclicos y cíclicos consumidores de trabajo, como proporción de la entrada de trabajo mínimo (reversible) y la entrada de trabajo útil:

### **Ecuación 2.**

*Eficiencia exergética para dispositivos  
consumidores de trabajo*

$$\eta_{II} = \frac{W_{rev}}{W_u}$$

En las anteriores relaciones el trabajo reversible se debe establecer por medio del uso de los mismos estados inicial y final como en el caso del proceso real, lo anteriormente nombrado no puede ser aplicado para dispositivos que no estén destinados para producir o consumir trabajo, por esto, este valor debe estar entre cero en el peor de los casos, por la destrucción completa de exergía, y 1 en el mejor cuando no se presenta destrucción de exergía. La eficiencia según la segunda ley de un sistema durante un proceso se define como [13]:

### **Ecuación 3.**

*Eficiencia exergética de un proceso*

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suministrada}} = 1 - \frac{\text{Exergía destruida}}{\text{Exergía suministrada}}$$

Es necesario que se determine cuanta exergía o el potencial de trabajo que se consume durante el proceso para determinar la eficiencia según la segunda ley. El cambio de exergía del flujo de fluido cuando esta un proceso de un estado 1 a un estado 2 está definido por [13]:

#### **Ecuación 4.**

*Cambio de exergía de un flujo de fluido*

$$\psi_2 - \psi_1 = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

Cuando se quiere calcular el cambio de exergía de un gas se puede hacer uso de la expresión para el cálculo de la diferencia de entropías [13]:

#### **Ecuación 5.**

*Cambio de entropía en un gas*

$$s_2 - s_1 = C_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

**Ley 1715 de 2014:** Tiene como objetivo incentivar el desarrollo y la utilización de las Fuentes No Convencionales de Energía, en especial aquellas de carácter renovable, en el sistema energético nacional de Colombia, mediante su integración al mercado eléctrico, su participación en las regiones No Interconectadas y en otros usos energéticos como medio necesario para el desarrollo económico sostenible, la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero y la seguridad del abastecimiento energético [11].

### 3. CARACTERIZACIÓN FISCOQUÍMICA DE LA CASCARILLA DE ARROZ Y SUS CENIZAS Y LAS CAPACIDADES DE SUMINISTRO DE ENERGÍA REQUERIDAS

En este capítulo se realiza la caracterización fisicoquímica de la cascarilla de arroz de forma teórica debido a la complejidad y elevados costos que presenta realizar un estudio de este tipo, por ejemplo, utilizando termogravimetría. También a las dificultades que se presentan como consecuencia de la pandemia ocurrida en los años 2020 y 2021 durante el desarrollo de esta investigación.

#### 3.1 Análisis próximo de la cascarilla de arroz

La investigación realizada por Valverde G. y su equipo de trabajo, tiene como fin realizar el análisis comparativo de las características fisicoquímicas de la cascarilla de arroz, da a conocer los resultados del análisis próximo de la cascarilla de arroz, los cuales son de gran importancia para el desarrollo de esta investigación, se fundamenta en conocer la composición inmediata de la cascarilla de arroz. En el análisis proximo se determina el contenido de carbono fijo, humedad, cenizas y material volátil, los cuales desarrollan un factor importante durante la ignición en las primeras etapas de la combustión de la biomasa, en la tabla 5 se presentan los resultados obtenidos en esta investigación [14].

**Tabla 5.**

*Análisis próximo de la cascarilla de arroz*

Elemento	%
Carbono fijo	16.67
Cenizas	17.89
Volátiles	65.47

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados del análisis próximo de la cascarilla de arroz. Tomado de: A. Valverde, B. Sarria y J. Monteagudo, «revistasutp.edu.co,» Diciembre 2007. [En línea]. Disponible: <https://revistas.utp.edu.co/index.php/revistaciencia/articulo/view/4055>. [Último acceso: 26 Febrero 2021].

En un estudio realizado por Arenas C. y su equipo de trabajo de la Universidad Pontificia Bolivariana con el fin de estudiar la valorización de cascarilla de arroz para la producción de calor y materiales abrasivos para el sector textil, lograron concluir en el análisis próximo llevado a cabo con cascarilla de arroz con origen en el departamento del Tolima, Colombia, obteniendo los siguientes datos presentados en la tabla 6 [15].

**Tabla 6.**

*Análisis próximo de la cascarilla de arroz*

<b>Análisis próximo</b>	<b>%</b>
Volátiles	55.0
Carbono fijo	16.0
Cenizas	19.9

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados del análisis próximo de la cascarilla de arroz. Tomado de: C. Arenas, F. Campuzano, M. Betancur, T. Tamayo, R. Pedrozo y J. Martinez, «Virtualpro,» Enero 2017. [En línea]. Disponible: <https://www.virtualpro.co/biblioteca/valorizacion-de-cascarilla-de-arroz-para-la-produccion-de-calor-y-materiales-abrasivos-para-el-sector-textil>. [Último acceso: 1 Marzo 2021].

El trabajo realizado por Williams, P. Nugranad, N. acerca de la comparación de productos de pirolisis y pirolisis catalítica de la cascarilla de arroz, en el cual lograron obtener los siguientes resultados, los cuales se presentan en la tabla 7 [16].

**Tabla 7.**

*Análisis próximo de la cascarilla de arroz*

<b>Análisis próximo</b>	<b>%</b>
Volátiles	59.5
Humedad	7.9
Cenizas	17.1

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados del análisis próximo de la cascarilla de arroz. Tomado de: P. N. N. Williams, «science direct,» Junio 2000. [En línea]. Disponible: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544200000098>. [Último acceso: 1 Marzo 2021].

En la investigación realizada por Echeverría M. y López O. ,contiene la caracterización energética de la cascarilla de arroz para su aplicación como biocombustible en la generación de energía termoeléctrica, que mediante pruebas de laboratorio y cálculos determinaron las propiedades fisicoquímicas de la cascarilla de arroz, las cuales se realizaron en los laboratorios de AGROCALIDAD; Agencia Ecuatoriana de Aseguramiento de la Calidad del Agro y también se realizaron pruebas de la misma muestra en los laboratorios de PRONACA Procesadora Nacional de Alimentos Puenbo. Los resultados obtenidos para el análisis próximo se presentan en la tabla 8 [17].

**Tabla 8.**

*Análisis próximo de la cascarilla de arroz*

<b>Parámetros</b>	<b>Laboratorios PRONACA</b>	<b>Laboratorios AGROCALIDAD</b>
Materia volátil (%)	61,34	52,85
Humedad (%)	8,41	6,40
Cenizas (%)	14,83	23,94

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados del análisis próximo de la cascarilla de arroz realizado en diferentes laboratorios, el material volátil según la norma ASTM, American Society for Testing Materials; Procedimiento N° E 872, la humedad según la norma ASTM D y las cenizas según la norma ASTM, American Society for Testing Materials; Procedimiento N° D 1102. Tomado de: M. Echeverría y O. López, «1Library.co,» Mayo 2012. [En línea]. Disponible: <https://1library.co/document/y968d5jy-caracterizacion-energetica-cascarilla-arroz-aplicacion-generacion-energia-termoelectrica.html>. [Último acceso: 1 Marzo 2021].

### **3.2 Análisis elemental de la cascarilla de arroz**

La investigación realizada por Valverde A, y su equipo de investigación con el objetivo de hacer un análisis comparativo de las características fisicoquímicas de la cascarilla de arroz, da a conocer los resultados del análisis elemental de la cascarilla de arroz los cuales son de gran importancia para el desarrollo de esta investigación, se fundamenta en conocer la composición inmediata de la cascarilla de arroz. En el análisis elemental se determina la composición elemental de una sustancia combustible en su contenido de carbono, azufre, hidrogeno, nitrógeno, oxigeno, cenizas y humedad. Es la característica técnica más importante de un combustible ya que constituye la base para realizar los análisis del proceso de combustión, como el

cálculo de volúmenes de aire, gases y entalpía. Los resultados se muestran en la tabla 9 [14].

**Tabla 9.**

*Composición elemental de la cascarilla de arroz*

<b>Humedad (%)</b>	8,6	8,9	9,4
<b>Carbono (%)</b>	42,4	39,1	33,4
<b>Hidrógeno (%)</b>	6,0	5,2	4,3
<b>Oxígeno (%)</b>	36,2	37,2	38,5
<b>Nitrógeno (%)</b>	0,21	0,27	0,38
<b>Azufre (%)</b>	0,49	0,43	0,32
<b>Cenizas (%)</b>	14,6	17,8	23,1

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados de la composición elemental de la cascarilla de arroz a diferentes porcentajes de humedad. Tomado de: A. Valverde, B. Sarria y J. Monteagudo, «revistasutp.edu.co,» Diciembre 2007. [En línea]. Disponible: <https://revistas.utp.edu.co/index.php/revistaciencia/article/view/4055>. [Último acceso: 26 Febrero 2021].

El porcentaje de cenizas muestra la cantidad de materia sólida no combustible por kilogramo del material. En la combustión de la biomasa, es importante conocer el porcentaje de producción de ceniza y su composición.

En un estudio realizado por Arenas C, y equipo de trabajo, realizado a partir de cascarilla de arroz con origen en el departamento del Tolima, Colombia, en base seca, se obtuvieron los siguientes datos para el análisis, presentados en la tabla 10 [15].

**Tabla 10.**

*Composición elemental de la cascarilla de arroz*

<b>Análisis elemental</b>	<b>%</b>
Carbono	41,13
Hidrógeno	3,37
Oxígeno	35,30
Nitrógeno	0,33

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados de la composición elemental de la cascarilla de arroz. Tomado de: C. Arenas, F. Campuzano, M. Betancur, T. Tamayo, R. Pedrozo y J. Marinez, «Virtualpro,» Enero 2017. [En línea]. Disponible: <https://www.virtualpro.co/biblioteca/valorizacion-de-cascarilla-de-arroz-para-la-produccion-de-calor-y-materiales-abrasivos-para-el-sector-textil>. [Último acceso: 1 Marzo 2021].

El trabajo realizado por Williams, P. Nugranad, N., con cascarilla de arroz, en este trabajo lograron obtener los siguientes resultados del análisis elemental, los cuales se presentan en la tabla 11 [16].

**Tabla 11.**

*Composición elemental de la cascarilla de arroz*

<b>Análisis elemental</b>	<b>%</b>
Carbono	44,6
Hidrogeno	5,6
Oxigeno	49,3

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados de la composición elemental de la cascarilla de arroz. Tomado de: P. N. N. Williams, «science direct,» Junio 2000. [En línea]. Disponible: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544200000098>. [Último acceso: 1 Marzo 2021].

En la investigación realizada por Echeverría M, y López O, se realizó el análisis elemental de la cascarilla de arroz en base seca siguiendo los lineamientos de la norma ASTM D 3176-89 Internacional Standards; Standard Practice for Ultimate Analysis of Coal and Coke, obteniendo los resultados de la tabla 12 [17].

**Tabla 12.**

*Composición elemental de la cascarilla de arroz*

<b>Elementos</b>	<b>%</b>
Carbono	39,6
Oxígeno	37,52
Silicio	15,21
Hidrógeno	4,94
Potasio	0,25
Nitrógeno	1,83
Azufre	0,40
Fosforo	0,05
Calcio	0,09
Sodio	0,035
Hierro	0,006
Magnesio	0,06
Zinc	0,0059

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados de la composición elemental de la cascarilla de arroz realizados en el laboratorio de AGROCALIDAD. Tomado de: M. Echeverría y O. López, «1Library.co,» Mayo 2012. [En línea]. Disponible:  
<https://1library.co/document/y968d5jy-caracterizacion-energetica-cascarilla-arroz-aplicacion-generacion-energia-termoelectrica.html>. [Último acceso: 1 Marzo 2021].

### **3.3 Poder calorífico de la cascarilla de arroz**

El poder calorífico inferior por unidad de masa fue determinado para la investigación realizada por Valverde A. y su equipo de investigación, donde se logró concluir en los datos presentados en la tabla 13 [14].



**Tabla 13.**

*Poder calorífico de la cascarilla de arroz*

<b>Humedad %</b>	<b>Poder calorífico inferior kJ/kg</b>
0	19.880
10	17.644
20	15.412
30	13.180
40	10.947
50	8.715
60	6.413

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados del poder calorífico de la cascarilla de arroz a diferentes contenidos de humedad. Tomado de: A. Valverde, B. Sarria y J. Monteagudo, «revistasutp.edu.co,» Diciembre 2007. [En línea]. Disponible: <https://revistas.utp.edu.co/index.php/revistaciencia/article/view/4055>. [Último acceso: 26 Febrero 2021].

En el estudio realizado por Arenas C., y su equipo de investigación, realizada a partir de cascarilla de arroz con origen en el departamento del Tolima, Colombia en base seca, donde se obtuvieron resultados para el poder calorífico superior presentados en la tabla 14 [15].

**Tabla 14.**

*Poder calorífico de la cascarilla de arroz*

<b>Poder Calorífico Superior (MJ/kg)</b>	15,3
--	------

**Nota.** En la tabla 15 se presentan los resultados del poder calorífico superior de la cascarilla de arroz en base seca. Tomado de: C. Arenas, F. Campuzano, M. Betancur, T. Tamayo, R. Pedrozo y J. Marinez, «Virtulapro,» Enero 2017. [En línea]. Disponible: <https://www.virtualpro.co/biblioteca/valorizacion-de-cascarilla-de-arroz-para-la-produccion-de-calor-y-materiales-abrasivos-para-el-sector-textil>. [Último acceso: 1 Marzo 2021].

El trabajo de Echeverría M. y López O., nos permite evidenciar los resultados de obtener el poder calorífico de la cascarilla de arroz de tres diferentes métodos, los cuales son el método experimental (bomba calorimétrica), análisis bromatológico y análisis de su composición química (análisis último), los resultados se presentan en la tabla 15 [17].

**Tabla 15.**

*Poder calorífico de la cascarilla de arroz*

<b>PCS<sub>B.S.</sub> (MJ/kg)</b>	12,7
<b>PCS<sub>B.S.</sub> (MJ/kg)</b>	12,04
<b>PCS<sub>B.S.</sub> (MJ/kg)</b>	15,58
<b>PCI<sub>B.S.</sub> (MJ/kg)</b>	14,42
<b>PCI<sub>B.H.</sub> (MJ/kg)</b>	13,498

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados del poder calorífico superior (PCS) y el poder calorífico inferior (PCI) de la cascarilla de arroz en base seca (B.S.) y en base húmeda (B.H.). Tomado de: M. Echeverría y O. López, «1Library.co,» Mayo 2012. [En línea]. Disponible: <https://1library.co/document/y968d5jy-caracterizacion-energetica-cascarilla-arroz-aplicacion-generacion-energia-termoelectrica.html>. [Último acceso: 1 Marzo 2021].

### 3.4 Caracterización de las cenizas

Es importante caracterizar las cenizas que se genera por la combustión de la cascarilla de arroz para conocer o determinar los óxidos que se producen en el proceso, algunos elementos pueden afectar el proceso de combustión de la biomasa. Valverde A, y su equipo investigativo, presentaron los siguientes resultados de la caracterización de las cenizas mostrados en la tabla 16 [14].

**Tabla 16.**

*Caracterización de las cenizas de la cascarilla de arroz*

<b>Elemento</b>	<b>%</b>
Oxido de potasio	1,10
Oxido de sodio	0,78
Oxido de calcio	0,25
Oxido de magnesio	0,23
Sulfatos	1,13
Sílice	96,51
Total	100,00

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados de la caracterización de la cascarilla de arroz en Colombia. Tomado de: A. Valverde, B. Sarria y J. Monteagudo, «revistasutp.edu.co,» Diciembre 2007. [En línea]. Disponible: <https://revistas.utp.edu.co/index.php/revistaciencia/article/view/4055>. [Último acceso: 26 Febrero 2021].

Debido al empleo de fertilizantes en la industria agrícola, la mayoría de los residuos producidos tienen en sus cenizas un elevado contenido de óxidos de potasio, que tienen un punto de fusión relativamente bajos, donde el valor de la temperatura de fusión disminuye a medida que se aumenta la proporción de este elemento. No obstante, la ceniza de la cascarilla de arroz tiene un bajo contenido de óxidos de potasio, por esta razón no se deberían presentar problemas de escorificación debido a los bajos puntos de fusión de sus cenizas que están alrededor de los 1500°C [14].

Arenas C., y su equipo de investigación de la universidad pontificia bolivariana realizaron en su investigación esta caracterización obteniendo los resultados presentados en la tabla 17 [15].

**Tabla 17.**

*Caracterización de las cenizas de la cascarilla de arroz*

<b>Elemento</b>	<b>%</b>
Oxido de silicio	93,5
Oxido de aluminio	0,31
Óxido de hierro	0,16
Oxido de titanio	0,03
Oxido de calcio	0,37
Oxido de magnesio	0,38
Oxido de potasio	2,14
Oxido de níquel	0,01
Oxido de cobre	0,02
Cloruros	0,09
Perdida por ignición	2,11

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados de la caracterización de la cascarilla de arroz. Tomado de: C. Arenas, F. Campuzano, M. Betancur, T. Tamayo, R. Pedrozo y J. Marinez, «Virtualpro,» Enero 2017. [En línea]. Disponible: <https://www.virtualpro.co/biblioteca/valorizacion-de-cascarilla-de-arroz-para-la-produccion-de-calor-y-materiales-abrasivos-para-el-sector-textil>. [Último acceso: 1 Marzo 2021].

En el trabajo realizado por Echeverría M. y López O., se obtiene datos para la caracterización de las cenizas presentados en la tabla 18 [17].

**Tabla 18.**

*Caracterización de las cenizas de la cascarilla de arroz*

<b>Composición</b>	<b>%</b>
Sílice	90-97
Oxido de calcio	0,2-1,5
Oxido de magnesio	0,1-2,0
Oxido de potasio	0,6-1,6
Oxido de sodio	Trazas-1,75
Oxido de fosforo	0,3
Sulfatos	0,10-1,13
Cloro	0,15-0,40
Óxido de hierro	Trazas-0,40
Oxido de manganeso	Trazas

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados de la caracterización de la cascarilla de arroz. Tomado de: M. Echeverría y O. López, «1Library.co,» Mayo 2012. [En línea]. Disponible: <https://1library.co/document/y968d5jy-caracterizacion-energetica-cascarilla-arroz-aplicacion-generacion-energia-termoelectrica.html>. [Último acceso: 1 Marzo 2021].

### **3.5 Resumen de las propiedades fisicoquímicas de la cascarilla de arroz en base seca obtenidas a partir de la caracterización energética**

En este capítulo se revisan las propiedades y características fisicoquímicas de la cascarilla de arroz de estudios disponibles en la literatura, que mediante métodos experimentales y analíticos lograron obtener resultados que son de gran importancia para el desarrollo de esta investigación.

#### **3.5.1 Resumen análisis próximo de la cascarilla de arroz**

Como conclusión de la investigación teórica del análisis próximo de la cascarilla de arroz que se evidencia anteriormente, se presenta en la tabla 19 los resultados de los valores mínimos y máximos de cada una de sus propiedades ya sea en Base seca o una cascarilla de arroz en Base húmeda.

**Tabla 19.**

*Conclusión Análisis próximo de la cascarilla de arroz*

<b>Propiedad</b>	<b>Base seca (%)</b>	<b>Base húmeda (%)</b>
Material Volátil	55 - 65,47	52,85 – 61,34
Carbono Fijo	16 - 16,67	-----
Humedad	-----	6,40 – 8,41
Cenizas	17,89 - 19,9	14,83 – 23,94

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados del análisis próximo de la cascarilla de arroz en base seca y en base húmeda.

Con estos resultados se puede concluir las principales diferencias entre la cascarilla de arroz en base seca y en base húmeda en el análisis próximo, en el material volátil se logra evidenciar la variación entre los datos obtenidos y así mismo en el contenido de cenizas debido a la diferencia del contenido de humedad.

### **3.5.2 Resumen análisis elemental de la cascarilla de arroz**

Para concluir la investigación teórica del análisis elemental de la cascarilla de arroz que se evidencia anteriormente, se presenta en la tabla 20 los resultados de los valores mínimos y máximos de cada una de sus propiedades ya sea en Base seca o una cascarilla de arroz en Base húmeda.

**Tabla 20.**

*Conclusión Análisis elemental de la cascarilla de arroz*

<b>Elemento</b>	<b>Base Seca (%)</b>	<b>Base Húmeda (%)</b>
<b>Carbono</b>	39,6 - 41,13	33,4 – 44,6
<b>Nitrógeno</b>	0,33 – 1,83	0,21 – 0,38
<b>Hidrogeno</b>	3,37 – 4,94	4,3 – 5,6
<b>Oxigeno</b>	35,30 – 37,52	36,2 – 49,3
<b>Azufre</b>	0,40	0,32 – 0,49

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados del análisis elemental de la cascarilla de arroz en base seca y en base húmeda, con un rango de humedad entre 7,9 % y 9,4%.

### 3.5.3 Resumen poder calorífico de la cascarilla de arroz

Finalmente, en la tabla 21 se representan los valores del poder calorífico superior y el poder calorífico inferior en base seca y en base húmeda de la cascarilla de arroz, tomados de la investigación teórica realizada previamente.

**Tabla 21.**

*Conclusión Poder calorífico de la cascarilla de arroz*

	<b>Base Seca (MJ/kg)</b>	<b>Base Húmeda (MJ/kg)</b>
<b>Poder Calorífico Superior</b>	12,04 -15,58	15,41 – 17,64
<b>Poder Calorífico Inferior</b>	14,42	13,49

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados del poder calorífico superior e inferior en base seca y e base húmeda, con un rango de humedad entre el 10% y el 20%.

Para efectos de esta investigación y teniendo en cuenta que se hace uso de la materia prima en base seca, se utilizará el poder calorífico inferior de 14,42 MJ/kg.

### 3.5.4 Resumen caracterización de las cenizas de cascarilla de arroz

En la tabla 22 se representa los valores máximos y mínimos de la caracterización de la ceniza de la cascarilla de arroz realizada teóricamente.

**Tabla 22.**

*Conclusión Caracterización de la ceniza de la cascarilla de arroz*

<b>Elemento</b>	<b>Composición (%)</b>
<b>Sílice (SiO)</b>	90 – 97
<b>Oxido de Calcio (Cao)</b>	0,2 – 1,5
<b>Oxido de Magnesio (MgO)</b>	0,1 – 2
<b>Oxido de Potasio (K<sub>2</sub>O)</b>	0,6 – 2,14
<b>Oxido de Sodio (Na<sub>2</sub>O)</b>	Menor a 1,75
<b>Oxido de Fosforo (P<sub>2</sub>O<sub>5</sub>)</b>	0,3 – 0,66
<b>Sulfatos (SO<sub>3</sub>)</b>	0,1 – 1,13
<b>Cloro (Cl)</b>	0,09 – 0,40
<b>Óxido de Hierro (Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>)</b>	Menor a 0,40
<b>Oxido de Manganeso (MnO<sub>2</sub>)</b>	despreciable

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados de la caracterización de las cenizas de cascarilla de arroz con sus valores máximos y mínimos.

### 3.6 Resumen caracterización fisicoquímica de la cascarilla de arroz

Para los efectos de esta investigación se van a tomar los valores registrados en la tabla 23, dichos valores son los promedios entre cada uno de los elementos y la propiedad de la cascarilla de arroz analizada teóricamente.

**Tabla 23.**

*Conclusión Caracterización fisicoquímica de la cascarilla de arroz*

<b>Elemento</b>	<b>Base Seca</b>
<b>Carbono</b>	40,37%
<b>Nitrógeno</b>	1,08%
<b>Hidrogeno</b>	4,16%
<b>Oxigeno</b>	36,41%
<b>Azufre</b>	0,40%
<b>Cenizas</b>	18,90%
<b>Poder Calorífico</b>	14,42 MJ/kg
<b>Material Volátil</b>	60,23%
<b>Carbono Fijo</b>	16,33%

**Nota.** En la tabla se resumen los valores de la caracterización fisicoquímica de la cascarilla de arroz que van a ser tomados para el desarrollo de esta investigación.



#### 4. ANÁLISIS TEÓRICO DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN DE CASCARILLA DE ARROZ PARA CUANTIFICAR LA CANTIDAD DE CALOR GENERADO PARA UN CICLO RANKINE Y LAS EMISIONES DE CO2 EQUIVALENTES

##### 4.1 Estequiometria de la reacción de combustión

Se realiza el análisis teórico del proceso de combustión fundamentado en el libro *Fundamentals of Air Pollution Engineering* [18]. Tomando los valores obtenidos en el análisis elemental de la cascarilla de arroz, se divide cada uno de los porcentajes de masa por el respectivo peso atómico para obtener las moles por cada 100 gramos de combustible (Mol/100g), por conveniencia en los cálculos estequiométricos, la composición se normaliza con respecto al carbono, dividiendo las moles de cada elemento entre las moles de carbono. Se presenta en la tabla 24.

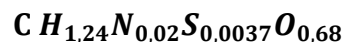
**Tabla 24.**

*Composición molar con respecto al carbono*

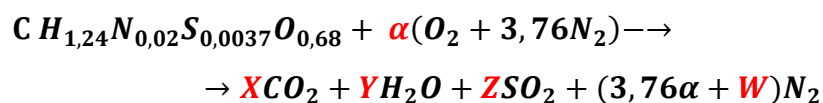
	Base Seca (%)	Mol / 100g	Mol / Mol C
<b>Carbono</b>	40,37	3,36	1
<b>Nitrógeno</b>	1,08	0,08	0,02
<b>Hidrogeno</b>	4,16	4,16	1,24
<b>Oxigeno</b>	36,41	2,28	0,68
<b>Azufre</b>	0,40	0,01	0,0037
<b>Cenizas</b>	18,90	-	5,62 g/Mol C

**Nota.** En la tabla se presentan los valores en porcentaje, en composición molar y la composición molar en términos de carbono.

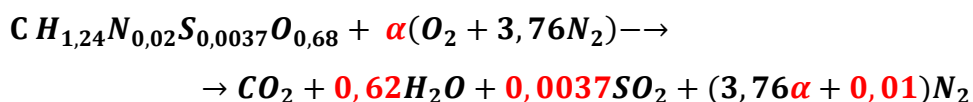
La fórmula química que se puede utilizar para describir este combustible es:



La estequiometria de combustión de este combustible debe incluir los reactivos, cenizas y el oxígeno en el combustible:



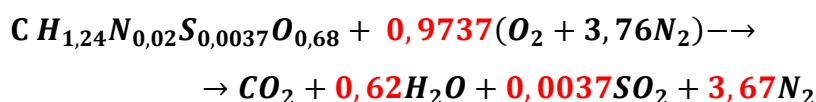
Se realiza el balance de la estequiometria de la combustión:



Donde la cantidad de aire en moles es:

$$\alpha = 1 + \frac{1,24}{4} + 0,0037 - \frac{0,68}{2} = 0,9737$$

Se reemplaza el valor de la cantidad de aire en moles para obtener la estequiometría final:



Se obtiene el peso del combustible en masa por mol de carbono, incluyendo las cenizas:

$$Mf = \frac{100}{3,36} \frac{g}{mol} = 29,76 \frac{g}{mol C}$$

Con este valor se halla la relación de combustible-aire para la combustión estequiométrica, dividiendo el peso del combustible por la cantidad de aire estequiométrico por la masa molar de los elementos:

#### Ecuación 6.

*Relación de combustible aire*

$$\left(\frac{Mf}{Ma}\right)_s = \frac{29,76 \frac{g}{mol C}}{0,9737 (32 + 3,76 * 28) \frac{g}{mol C}} = 0,22 \frac{g_{combustible}}{g_{aire}}$$

Se obtiene el número total de moles de los productos de la combustión gaseosa por mol de carbono sumando el número de moles de los productos de la combustión (CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, SO<sub>2</sub> y N<sub>2</sub>):

$$Nt = 1 + 0,62 + 0,0037 + 3,6711 = 5,33$$

Por último, se halla el porcentaje de cada uno de los productos de la combustión, tomando de Mol/Mol C, mostrado en la tabla 24:

$$y_{CO_2} = \frac{1}{5,33} = 0,1876 = 18,76\%$$

$$y_{H_2O} = \frac{0,62}{5,33} = 0,1163 = 11,63\%$$

$$y_{SO_2} = \frac{0,0037}{5,33} = 0,00069418 = 694,18 \text{ ppm}$$

$$y_{N_2} = \frac{3,6711}{5,33} = 0,6887 = 68,67\%$$

El dióxido de azufre se ha expresado en partes por millón (ppm) en un mol del combustible, una forma común de expresar datos de elementos que se encuentran en pequeña cantidad. Por esta razón el dióxido de azufre no se tomará en cuenta ya que se considera despreciable en la reacción química de la combustión [17].

#### 4.2 Entalpia de Combustión

Para obtener la entalpia de la combustión es necesario tener las entalpias de formación de cada uno de los reactivos y de los productos, en el caso del combustible esta entalpia de formación se tomará como el poder Calorífico superior en base seca el cual es [18].

$$13,81 \text{ MJ/kg} = 13810 \text{ kJ/K}$$

Con ayuda de la masa molar de cada uno de los elementos que lo componen, se obtiene la masa molar total del combustible:

$$C = 12 \text{ g/mol}$$

$$N = 14 \text{ g/mol}$$

$$H = 1 \text{ g/mol}$$

$$O = 16 \text{ g/mol}$$

$$1 \left( 12 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \right) + 1,24 \left( 1 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \right) + 0,02 \left( 14 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \right) + 0,68 \left( 16 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \right) = 24,4 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$$

Se multiplica la masa molar total del combustible por el poder calorífico superior en base seca para obtener la entalpia de formación aproximada:

$$4,4 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} * 13810 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 336964 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

Se obtiene la entalpia de combustión de la reacción aplicando la ecuación 7 [13].

### Ecuación 7.

*Entalpia de combustión*

$$h_R = h_C = H_{\text{Productos}} - H_{\text{Reactivos}}$$

$$h_C = (1 \text{ Kmol}) \left( -393520 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) + (0,62 \text{ kmol}) \left( -285830 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) - (1 \text{ Kmol}) \left( -336964 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right)$$

$$h_C = -233770,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

Los valores de entalpia de formación fueron tomados de la tabla 24 [19].

**Tabla 24.**

*Valores de entalpia de formación*

Formula	Compuesto	$\Delta H_f$
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono	-393,5
H <sub>2</sub> O	Agua (Gas)	-241,6

**Nota.** En la tabla se presentan los valores de entalpia de formación de algunos compuestos, donde se tomó los valores necesarios para la reacción del combustible. Tomado de: Quimitube, «Quimitube,» [En línea]. Available: <https://www.quimitube.com/wp-content/uploads/2013/04/Tabla-entalpias-estandar-formacion-compuestos-organicos-e-inorganicos.pdf>. [Último acceso: 15 Febrero 2021].

### 4.3 Temperatura de flama adiabática

Para obtener la temperatura de flama adiabática es necesario hacer uso de la ecuación 8 y con ayuda del ejemplo 15-8, registrado de [13]:

#### Ecuación 8.

*Temperatura de flama adiabática*

$$\sum N_p (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_p = \sum N_r \bar{h}_{f,r}^o = (N \bar{h}_f^o)_{C_{H_{1,24}N_{0,02}S_{0,0037}O_{0,68}}}$$

Se reemplaza por cada uno de los valores de los reactivos y los productos:

$$\begin{aligned}
 & (1 \text{ kmol } CO_2) \left[ (-393520 + \bar{h}_{CO_2} - 9364) \frac{kJ}{kmol} CO_2 \right] \\
 & + (0,62 \text{ kmol } H_2O) \left[ (-241820 + \bar{h}_{H_2O} - 9904) \frac{kJ}{kmol} H_2O \right] \\
 & + (3,67 \text{ kmol } N_2) \left[ (0 + \bar{h}_{N_2} - 8669) \frac{kJ}{kmol} N_2 \right] \\
 & = (1 \text{ kmol } C H_{1,24} N_{0,02} S_{0,0037} O_{0,68}) \left( -233770,6 \frac{kJ}{kmol} C H_{1,24} N_{0,02} S_{0,0037} O_{0,68} \right)
 \end{aligned}$$

Finalmente se obtiene la ecuación en términos de las entalpías de cada uno de los productos, están relacionadas con respecto a la temperatura máxima de la reacción:

$$1\bar{h}_{CO_2} + 0,62\bar{h}_{H_2O} + 3,67\bar{h}_{N_2} = 356997,51 \text{ kJ}$$

Para obtener una primera suposición de la temperatura máxima de la reacción, se divide el lado derecho de la ecuación en el número de moles total de los productos:

$$\frac{356997,51}{1 + 0,62 + 3,67} = 67485,35 \frac{kJ}{kmol}$$

Con este valor de entalpia aproximado se busca la temperatura de cada uno de los productos en las tablas de las propiedades termodinámicas para gases ideales (A-18, A-20 y A-23) [13]:

$$\begin{aligned}
 CO_2 & \approx 1440 \text{ K} \\
 H_2O & \approx 1700 \text{ K} \\
 N_2 & \approx 2100 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Debido a que el compuesto que mayor se presenta es el nitrógeno, por consecuencia se toma este valor aproximado de la temperatura a 2000 K.

$$\begin{aligned}
 1\bar{h}_{CO_2} + 0,62\bar{h}_{H_2O} + 3,67\bar{h}_{N_2} & = (1 * 100804) + (0,62 * 82593) + (3,67 * 64810) \\
 & = 389864,36 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

Debido a que este no es un valor cercano al valor objetivo, se realiza una iteración para encontrar los valores más cercanos, los cuales son entre una temperatura de 1840 K y 1860 K:

**1840K**

$$1\bar{h}_{\text{CO}_2} + 0,62\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}} + 3,67\bar{h}_{\text{N}_2} = (1 * 91196) + (0,62 * 74506) + (3,67 * 59075) \\ = 354194,97 \text{ kJ}$$

**1860K**

$$1\bar{h}_{\text{CO}_2} + 0,62\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}} + 3,67\bar{h}_{\text{N}_2} = (1 * 92394) + (0,62 * 75506) + (3,67 * 59790) \\ = 358637,02 \text{ kJ}$$

Se realiza la interpolación entre el rango de valores seleccionados para obtener la temperatura de flama adiabática.

$$T = 1852,61 \text{ K} = 1579,46 \text{ °C}$$

La temperatura de flama adiabática para una reacción estequiométrica de la cascarilla de arroz es de 1.852,61 K.

#### **4.4 Temperatura de flama adiabática con exceso de aire**

Se realizan los cálculos de temperatura de flama adiabática para condiciones de exceso de aire, los resultados se presentan en la tabla 25.

**Tabla 25.**

*Valores de temperatura con exceso de aire*

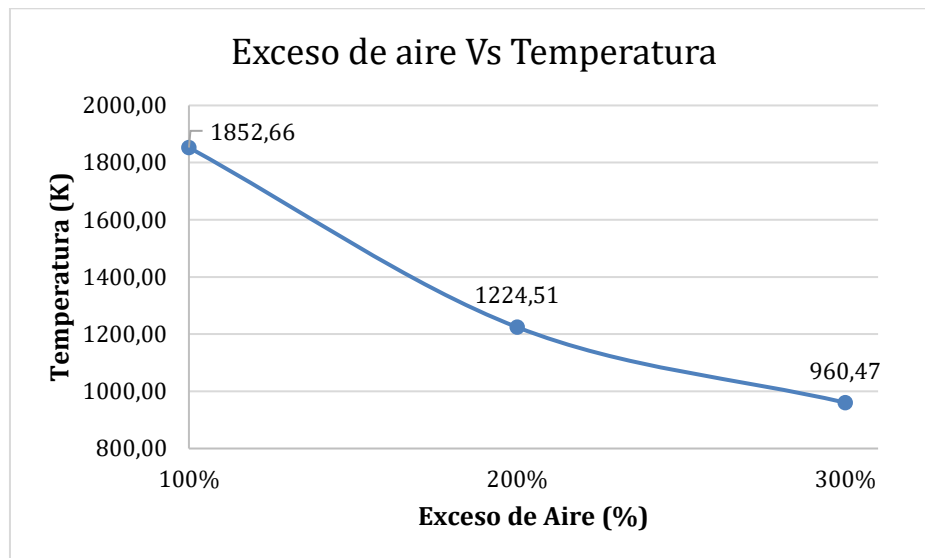
<b>Porcentaje de aire (%)</b>	<b>Temperatura (K)</b>
100	1.852,66
200	1.224,51
300	960,47

**Nota.** En la tabla se presentan los valores de temperatura en Kelvin cuando se presenta exceso de aire en la reacción de combustión.

Se presenta en la figura 4 la variación de la temperatura de flama adiabática con respecto al porcentaje de aire presente en la combustión.

**Figura 4.**

*Grafica del exceso de aire*



**Nota.** En la figura se presenta la gráfica de los datos de la cantidad de aire en porcentaje versus la temperatura en la reacción.

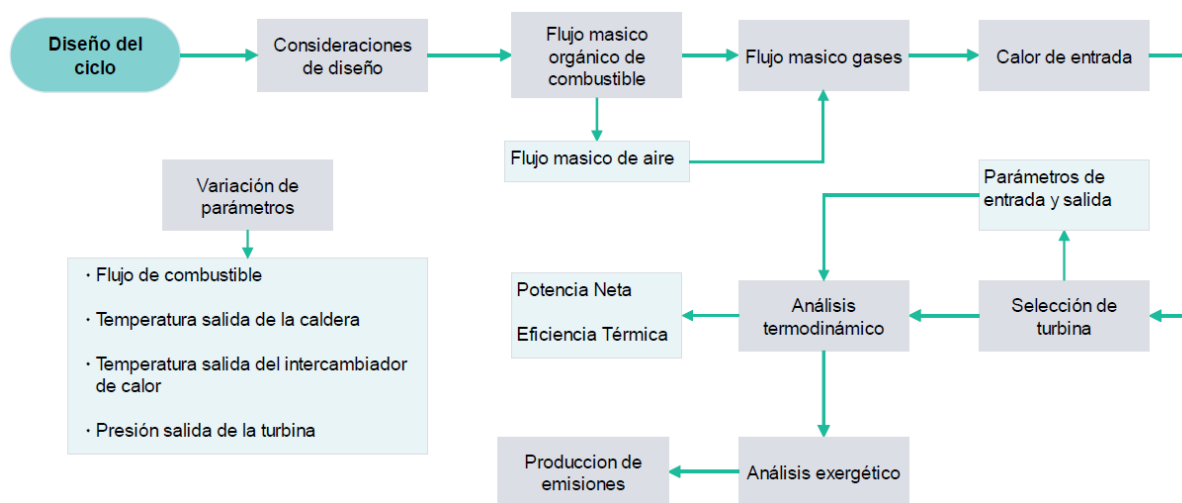
Analizando los datos obtenidos se puede evidenciar que el porcentaje de aire y la temperatura de flama adiabática son inversamente proporcionales. Al introducir mayor cantidad de aire, la temperatura de flama adiabática disminuye, ya que se requiere calentar mayor cantidad de gas, en este caso el nitrógeno contenido en el aire y que no aporta energía al proceso de combustión [20]. Es importante conocer la temperatura de flama adiabática en el proceso, tomándolo como el valor de entrada de los gases de combustión a la caldera y así obtener la transferencia de calor al ciclo [21].

## 5. BALANCE DE MASA, ENERGÍA Y EXERGÍA DE POSIBLES CONFIGURACIONES DEL CICLO RANKINE USANDO CASCARILLA DE ARROZ COMO FUENTE DE ENERGÍA

Para cumplir con este objetivo se llevará a cabo la siguiente metodología presentada en la siguiente figura.

**Figura 5.**

*Metodología para el diseño del ciclo Rankine*



**Nota.** En la figura se presenta la metodología llevada a cabo para el diseño del ciclo Rankine.

### 5.1 Condiciones de uso de la energía la energía producida

En Colombia la agroindustria arrocera es un sector de gran importancia para el país, ya que representa el 1,8% de la producción manufacturera nacional y el 6,8% de la industria alimentaria del país, los departamentos de Tolima, Huila y Meta son los principales productores de arroz [22]. Con el fin de conocer y poder establecer las condiciones energéticas requeridas por la industria arrocera se inicia conociendo el consumo energético de la producción de arroz en el país el cual se presenta en la tabla 26.



**Tabla 26.***Consumo energético anual de la producción de arroz*

País	Cantidad producida	Valor de la producción	Consumo energético agricultura	Consumo energético subsector	Consumo energético específico
	Ton	US \$	kWh	kWh	kWh/Ton
<b>Colombia</b>	1.850.218	135.616.000	20.492.060.000	243.373.447	131,54

**Nota.** En la tabla se presenta el consumo energético anual de la producción de arroz en Colombia. Tomado de: UPME, «SIEL,» 2007. [En línea]. Available: [http://www.siel.gov.co/siel/documentos/documentacion/Demanda/Agroindustrial/ILM\\_Tomo\\_I.pdf](http://www.siel.gov.co/siel/documentos/documentacion/Demanda/Agroindustrial/ILM_Tomo_I.pdf). [Último acceso: 19 Abril 2021].

En Colombia se encuentran plantas para la producción de arroz como la planta de Fedearroz ubicada en Puerto López (Meta), que cuenta con sistemas de alta tecnología en recibido, limpieza y secamiento, con capacidad para procesar hasta 500 toneladas por día [23]. La planta Diana Corporación ubicada en el departamento del Casanare la cual tiene un volumen aproximado de entrada en el año de cascarilla de arroz de 50 mil toneladas, donde aproximadamente se genera 19% de cascarilla por tonelada de arroz, también la planta agroindustrial molino sonora la cual produce anualmente alrededor de 93 mil toneladas de arroz donde 16.740 toneladas son de cascarilla de arroz equivalentes al 18% de la producción [2].

El molino Federal ubicado en la ciudad de Ibagué puso en funcionamiento su planta de autogeneración de energía que cuenta con la capacidad de producir 150 kWh haciendo uso de la cascarilla de arroz como combustible, donde se necesitan 750 kg por hora de cascarilla de arroz para producir el gas que genera la planta [24]. Los datos obtenidos de estas empresas se presentan en la tabla 27.

**Tabla 27.**

*Consumo energético anual de plantas arroceras*

	<b>Producción arroz</b>	<b>Producción cascarilla</b>	<b>Consumo energético especifico</b>	<b>Consumo energético total</b>	<b>Potencia Requerida</b>
	<b>Ton</b>	<b>Ton</b>	<b>kWh/Ton</b>	<b>kWh</b>	<b>MW</b>
<b>Diana Corporación/ Vía Morichal</b>	263.157,8	50.000	131,54	34.615.789,5	3,95
<b>Molino Sonora</b>	93.000	16.740	131,54	12.233.220	1,39
<b>Fedearroz Puerto López</b>	182.500	36.500	131,54	24.006.050	2,74

**Nota.** En la tabla se presentan los datos de producción y consumo energético anual de algunas plantas arroceras colombianas. Tomado de: C. Lozano, «Repositorio UNAD,» 2020. [En línea]. Available:

<https://repository.unad.edu.co/bitstream/handle/10596/33698/cllozanor.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. [Último acceso: 19 Abril 2021].

Se tomará como referencia para los cálculos del diseño los valores de producción anuales de la planta Diana corporación/ Vía Morichal, debido a su alta capacidad de producción de cascarilla de arroz, con esto garantizando la aplicación del diseño en plantas de tamaño promedio en Colombia.

## **5.2 Consideraciones de diseño**

Se considera el diseño básico del ciclo Rankine para hacer un cálculo preliminar de la energía que se puede generar, utilizando como fluido de trabajo agua. Para el análisis del ciclo se asumen las siguientes consideraciones respecto a los equipos que operan en el sistema presentados en la tabla 28.

**Tabla 28.**

*Consideraciones de los procesos térmicos de los equipos*

<b>Equipo Proceso</b>	<b>Turbina</b>	<b>Condensador</b>	<b>Bomba</b>	<b>Caldera</b>	<b>Intercambiador</b>
<b>Adiabático</b>	Si		Si		
<b>Isocórico</b>				No	No
<b>Isoentrópico</b>	No		No		
<b>Isobárico</b>		Si		Si	Si

**Nota.** En la tabla se presentan procesos térmicos asumidos en los que trabajan los equipos para el análisis del ciclo Rankine.

Para el diseño se considera que la presión de salida de la turbina es 100 kPa, por lo tanto, el fluido a la entrada de la bomba debe estar en estado de saturación para asegurar que se encuentre en estado líquido y evitar daños en la bomba.

### **5.2.1 Eficiencia del ciclo**

Para el diseño es necesario tomar como referencia valores de eficiencias térmicas en el ciclo Rankine donde se utilice biomasa como combustible, para esto se han tomado valores de investigaciones acerca de plantas de generación de energía presentados en la tabla 29. La información es tomada de [25], [26], [27].

**Tabla 29.**

*Eficiencia térmica ciclo Rankine*

<b>Referencia</b>	<b>Eficiencia Térmica (%)</b>
[25]	15-38
[26]	30
[27]	30

**Nota.** En la tabla se presentan valores de Eficiencias térmicas del ciclo Rankine usando biomasa como combustible.

Para efectos de cálculos se tomará una eficiencia térmica del ciclo Rankine del 30%.

### 5.2.2 Eficiencia de la bomba y la turbina

Para el diseño es necesario tomar como referencia valores de eficiencias isoentrópicas en la turbina de vapor y la bomba, para esto se han tomado valores de referencia presentados en las tablas 30 y 31. En la tabla se presenta información tomada de [28], [29], [30].

**Tabla 30.**

*Eficiencia de la turbina de vapor*

Referencia	Eficiencia isoentrópica Turbina (%)
[28]	85
[29]	80
[30]	90

**Nota.** En la tabla se presentan valores de eficiencias isoentrópicas de la turbina de vapor.

Para efectos de cálculos se tomará una eficiencia isoentrópica de la turbina como 90%.

En la tabla se presenta información tomada de [31], [29], [32].

**Tabla 31.**

*Eficiencia bomba centrífuga*

Referencia	Eficiencia isoentrópica Bomba (%)
[31]	75
[29]	80
[32]	80

**Nota.** En la tabla se presentan valores de eficiencias isoentrópicas de la bomba centrífuga.

Para efectos de cálculos se tomará una eficiencia isoentrópica de la bomba como 80%.

### 5.2.3 Flujo másico del combustible

En la tabla 32 se presentan los valores del flujo masico del combustible utilizados para el diseño del ciclo Rankine.

**Tabla 32.**

*Flujo másico de combustible disponible*

<b>Planta</b>	<b>Diana Corporación / vía Morichal</b>
<b>Producción arroz (Ton)</b>	263.157,89
<b>Producción cascarilla (Ton)</b>	50.000
<b>Flujo másico combustible (kg/h)</b>	5.700
<b>Flujo másico inorgánico combustible (kg/h)</b>	1.077,3
<b>Flujo másico orgánico combustible (kg/h)</b>	4.622,7

**Nota.** En la tabla se presentan los valores de producción y flujo másico de la planta arrocera Diana Corporación.

Debido a que el porcentaje de flujo masico inorgánico de combustible (cenizas) que contiene la cascarilla de arroz es del 18,90%, que se determina de acuerdo a la caracterización realizada en el capítulo 3, se obtiene un flujo masico orgánico de combustible de 4.622,7 kg/h para la planta Diana Corporación/ Vía Morichal, este se utiliza para calcular la cantidad de energía liberada en la combustión.

5.2.3.i. Flujo másico Aire. Para la reacción de combustión es necesario el flujo másico del aire, se obtiene a partir de la ecuación 6, que aplica únicamente para condiciones estequiométricas sin exceso de aire:

$$\text{Flujo masico de aire} = \frac{\text{Flujo masico combustible}}{0,22}$$
$$\text{Flujo masico de aire} = \frac{4.622,7 \left(\frac{kg}{h}\right)}{0,22} = 21.012,27 \left(\frac{kg}{h}\right)$$

5.2.3.ii. Flujo másico de los gases de combustión. Se obtiene a partir de la suma del flujo másico orgánico del combustible y el flujo de aire necesario para la combustión completa:

$$\dot{m}_{gases} = \text{Flujo masico combustible} + \text{flujo masico de aire}$$

$$\dot{m}_{gases} = 4.622,7 \frac{kg}{h} + 21.012,27 \frac{kg}{h} = 25.634,97 \frac{kg}{h}$$

#### 5.2.4 Calor específico de los gases

Se toma un calor específico constante a una temperatura promedio (1.162,88 K) entre la temperatura de flama adiabática y la temperatura de salida de los gases de combustión de la caldera, como parámetro de diseño se considera una temperatura de 200°C a la salida de los gases, teniendo en cuenta que es una temperatura adecuada de liberación al medio ambiente según la resolución 909 del 5 de junio de 2008 [33]. Tomando los calores específicos de los elementos como gases ideales en función de la temperatura registrado en las tablas de propiedades, figuras y diagramas, tabla A-2c [13], presentados en la tabla 33 para cada uno de los gases de combustión.

$$\bar{C}_p = a + bT + cT^2 + dT^3$$

Con la suma del Cp. por el porcentaje de cada uno de los elementos, se obtiene el Cp. de los gases de combustión.

$$C_{p\ Total} = C_{p\ CO_2} * \%CO_2 + C_{p\ H_2O} * \%H_2O + C_{p\ N_2} * \%N_2$$

**Tabla 33.**

*Calor específico gases de combustión*

Calor específico gases de combustión				
Temperatura Prom.	1.162,88	K		
Gas	CO2	H2O	N2	
%	19%	12%	69%	
a	22,26	32,24	28,90	
b	0,059810	0,001923	-0,001571	
c	-0,00003501	-0,00001055	0,000008081	
d	7,469E-09	-3,595E-09	-2,873E-09	<b>Unidades</b>
Cp.	56,21	14,56	33,48	kJ/kmol*K
Cp.	1,28	0,81	1,20	kJ/kg*K
Cp. total	1,15			KJ/Kg*K

**Nota.** En la tabla se presentan los valores de las constantes para hallar el calor específico de los gases y el calor específico total de los gases de combustión.

### 5.2.5 Balance de energía en la caldera

Se realiza el balance de energía entre la entrada y la salida de la caldera, para obtener el calor cedido por la combustión de la cascarilla de arroz [13].

#### Ecuación 9.

*Flujo de calor con diferencia de temperaturas*

$$Q_{12} = \dot{m}_{gases} * C_p (T_1 - T_2)$$

Tomando la temperatura de entrada a la caldera como la temperatura de flama adiabática y suponiendo la temperatura salida como una temperatura promedio a la que pueden ser liberados los gases de combustión a la atmosfera (200°C), de esta forma se obtiene el calor de entrada del ciclo Rankine:

$$Q_{12} = 40.839.882,59 \frac{kJ}{h} = 11,34 MW$$

### 5.2.6 Potencia Suministrada

Teniendo en cuenta el calor de entrada del ciclo Rankine y la eficiencia promedio especificado en la tabla 29, se obtiene la potencia que se puede producir a través del ciclo Rankine:

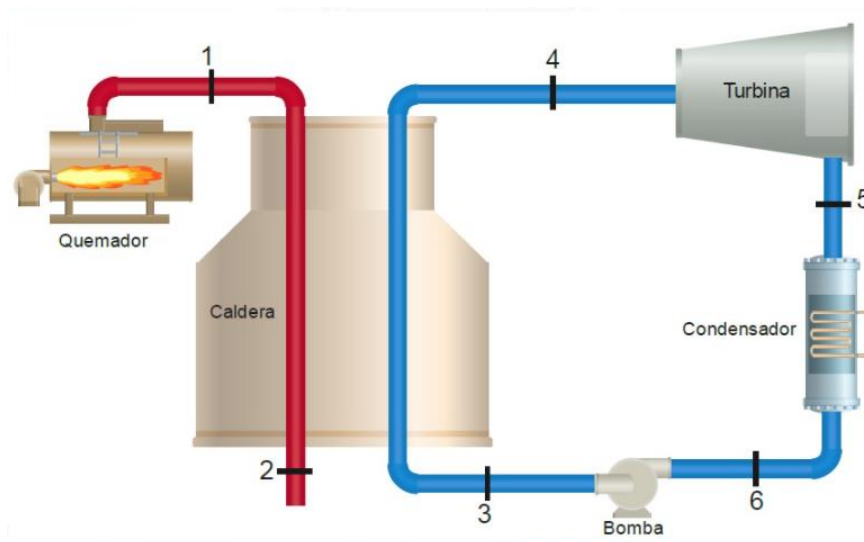
$$W = Q_{12} * \eta = 3,40 \text{ MW}$$

### 5.3 Diseño del ciclo Rankine básico

En la figura 6 se presenta la configuración del ciclo Rankine básico.

**Figura 6.**

*Ciclo Rankine Básico*



**Nota.** En la figura se presenta la disposición del ciclo Rankine básico con sus componentes.

#### 5.3.1 Selección de Turbina 3500kW

Con la potencia suministrada se selecciona una turbina que tenga la capacidad de cumplir con los requerimientos del proceso, se presenta en la figura 7 el catálogo de la turbina seleccionada [34].



**Figura 7.**

*Turbina D-R SST350 Siemens*



**Nota.** En la figura se presenta el catálogo de la turbina D-R SST350 seleccionada para el ciclo. Tomado de: Virtualexpogroup, «directindustry,» [En línea]. Available: <https://www.directindustry.es/prod/siemens-power-generation/product-23116-2019855.html>. [Último acceso: 12 Mayo 2021].

Los parámetros de la turbina utilizados para el diseño del ciclo se presentan en la tabla 34, el flujo masico que requiere la turbina se calcula por medio de la ecuación 10.

**Ecuación 10.**

*Balance de energía en la turbina [13]*

$$W_{Turbina} = \dot{m}_v * (h_{salida} - h_{entrada})$$

**Tabla 34.**

*Parámetros de la turbina D-R SST 350*

Turbina D-R SST 350		
Potencia Max	3.500	kW
T entrada	482	°C
P entrada	6.300	kPa
P salida	100	kPa
$\dot{m}_v$	4,27	kg/s

**Nota.** En la tabla se presentan los parámetros de la turbina D-R SST350 seleccionada para el ciclo.

Con la potencia de la turbina utilizada y los valores de entalpía a la entrada y la salida de esta, se realiza un balance de energía para hallar el flujo masico (ecuación 10) con el que debe trabajar la turbina, dándonos como resultado un flujo de 4,27 kg/s.

### 5.3.2 Análisis termodinámico 3500kW

Teniendo los datos técnicos de la turbina (Tabla 35) y el calor generado en la caldera (Ecuación 7) con ayuda de la extensión de Microsoft Excel, CoolProp, se inicia el cálculo en cada uno de los estados mostrados en la figura 6, presentados en la tabla 35.

**Tabla 35.**

Estados del ciclo Rankine básico 3500kW

Análisis termodinámico						
Sustancia	Gases de combustión					
Estado	Temperatura					
	K	°C				
1	1852,61	1579,46				
2	473,15	200				
Sustancia	Water					
-	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	m <sub>v</sub> (kg/s)	Vf (M3/kg)
3	100,42	6300	425,59	1,31	3,84	-
4	482	6300	3376,40	6,80	3,84	-
5s	99,61	100	2466,67	6,80	3,84	-
5	99,61	100	2557,65	7,04	3,84	-
6	99,61	100	417,50	1,30	3,84	0,001043

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados de los cálculos de las propiedades termodinámicas de los estados del ciclo Rankine básico 3500kW.

### Ecuación 11.

*Flujo de calor con diferencia de entalpías [13]*

$$Q_{12} = \dot{m}_v * (h_{salida} - h_{entrada})$$

Con los resultados de todos los estados del sistema y el calor de entrada se obtiene el flujo de vapor (ecuación 11) que se logra producir con esta configuración, 3,84 kg/s.

Se evidencia que el flujo masico producido por esta configuración no es el suficiente para suplir el flujo masico (4,27 kg/s) necesario para que la turbina D-R SST350 trabaje en óptimas condiciones y produzca la potencia requerida.

Entonces se realiza la selección de una nueva turbina de menor potencia que cumpla con las condiciones de flujo masico disponible.

### 5.3.3 Selección de turbina 2500kW

Se selecciona una turbina de 2500kW de potencia presentada en la figura 8 [35].

**Figura 8.**

*Datos técnicos turbina D-R C de Siemens*

Technical Data	
<b>D-R C</b>	
Power output	2,500 kW/ 3,250 HP
Turbine speed	≤ 8,500 rpm
Inlet steam temperature	≤ 520°C/ 986 °F
Inlet steam pressure	≤ 120 bar(a)/ 1,740 psi
Back-pressure	21 bar(a)/ 315 psi
Condensing pressure	vacuum
<hr/>	
Type of wheel/ blades	Curtis/ Rateau Impulse
API 611 & 612 compliance	with exception
Bearings	Tiltpad/ Sleeve

**Nota.** En la figura se presenta el catálogo con las especificaciones técnicas de la turbina D-R C de Siemens. Tomado de: Virtualexpo group, «direct industry,» [En línea]. Available: <https://www.directindustry.es/prod/siemens-power-generation/product-23116-2019861.html>. [Último acceso: 12 Mayo 2021].

Los parámetros de la turbina utilizados para el diseño del ciclo se presentan en la tabla 36.

**Tabla 36.**

*Parámetros de la turbina D-R C*

<b>Turbina D-R C</b>		
<b>Potencia Max</b>	2.500	kW
<b>T entrada</b>	520	°C
<b>P entrada</b>	12.000	kPa
<b>P salida</b>	100	kPa
<b>m<sup>·</sup>v</b>	2,71	kg/s

**Nota.** En la tabla se presentan los parámetros de la turbina D-R C seleccionada para el ciclo.

La turbina D-R C de 2500 kW requiere un flujo masico de vapor de 2,71 kg/s para obtener su máximo rendimiento, este valor se obtiene a partir de la ecuación 10.

#### **5.3.4 Análisis termodinámico 2500kW**

Teniendo los datos técnicos de la turbina (Tabla 36) y el calor generado en la caldera (Ecuación 9) con ayuda de la extensión de Microsoft Excel, CoolProp, se inicia el cálculo en cada uno de los estados mostrados en la figura 6, se presenta los resultados de los estados en la tabla 37, en las figuras 9 y 10 se muestra el diagrama T vs S del ciclo.

**Tabla 37.**

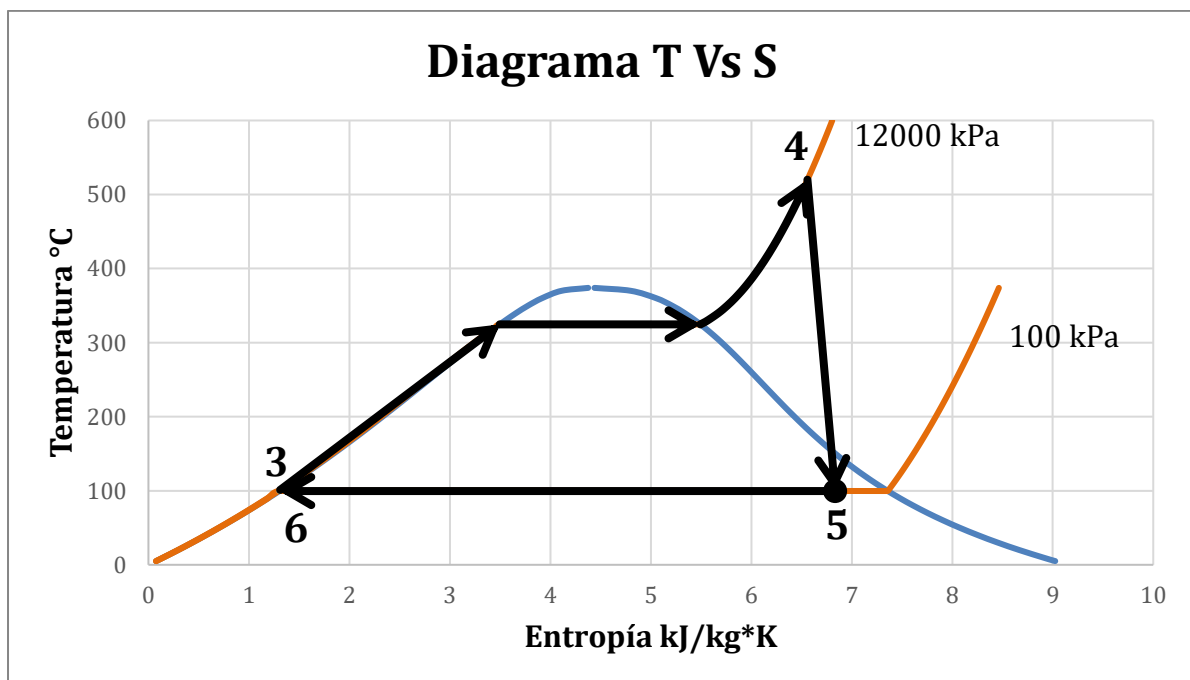
*Estados del ciclo Rankine básico 2500kW*

Análisis termodinámico							
Sustancia	Gases de combustión						
Estado	Temperatura						
	K	°C					
1	1852,61	1579,46					
2	473,15	200					
Sustancia	Water						
-	T (C°)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	m <sup>3</sup> v (kg/s)	Vf (M3/kg)	hg (kJ/kg)
3	101,17	12000	433,02	1,31	3,82	-	-
4	520,00	12000	3403,39	6,56	3,82	-	2685,45
5s	99,61	100	2376,60	6,56	3,82	-	-
5	99,61	100	2479,28	6,83	3,82	-	-
6	99,61	100	417,50	1,30	3,82	0,001043	-

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados de los cálculos de las propiedades termodinámicas de los estados del ciclo Rankine básico 2500kW.

**Figura 9.**

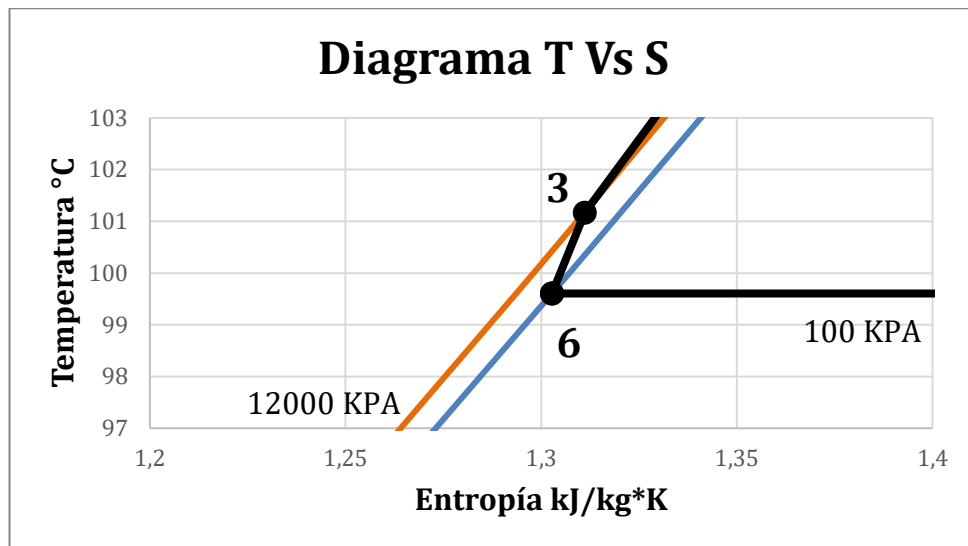
*Diagrama T vs S del ciclo Rankine básico 2500kW*



**Nota.** En la figura se presenta el diagrama T vs S del ciclo Rankine básico 2500kW.

**Figura 10.**

*Diagrama T vs S del ciclo Rankine básico 2500kW, estados 6 y 3*



**Nota.** En la figura se presenta el diagrama T vs S del ciclo Rankine básico 2500kW, estados 3 y 6.

Con los resultados de todos los estados del sistema y el calor de entrada se obtiene el flujo de vapor (Ecuación 11) que se logra producir con esta configuración, 3,82 kg/s. Este flujo es suficiente para que la turbina trabaje en óptimas condiciones y además existe un exceso de flujo (1,11 kg/s) que representa un excedente de energía que tiene potencial de ser usada.

Al obtener todos los valores de los estados que componen el ciclo se puede obtener la potencia que consume la bomba, la potencia neta del ciclo y la eficiencia térmica del ciclo total, presentados en la tabla 38.

**Ecuación 12.**

*Potencia de la bomba [13]*

$$W_{bomba} = \dot{m}_v * (h_{salida} - h_{entrada})$$

**Ecuación 13.**

*Potencia neta del ciclo [13]*

$$W_{neta} = W_{Turbina} - W_{Bomba}$$

#### Ecuación 14.

*Eficiencia térmica del ciclo [13]*

$$\eta_{Th} = \frac{\text{utilidad}}{\text{requerimiento}}$$

**Tabla 38.**

*Resultados ciclo Rankine básico 2500kW*

Ciclo			
<b>m<sup>3</sup>v</b>	3,82		kg/s
<b>Δ m<sup>3</sup>v</b>	1,11		kg/s
	<b>Bomba</b>	<b>Turbina</b>	
<b>Potencias</b>	59,25	2.500	kW
<b>Wneta</b>	2.440,75		kW
<b>η<sub>th</sub></b>	22%		-

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados del ciclo Rankine básico 2500kW.

Con el uso de la turbina de 2500kW se obtiene una eficiencia térmica del 22% con un exceso de vapor del 1,11 kg/s, que se puede tomar como un punto de partida para optimizar el diseño y aprovechar el máximo de la energía disponible en la cascarilla de arroz.

#### 5.4 Consideraciones de diseño con secado de arroz

Sabiendo que en las plantas de producción de arroz también se requiere energía en forma de calor, se puede introducir al proceso un sistema de secado de arroz para aprovechar el excedente de energía disponible por la combustión de la cascarilla.

##### 5.4.1 Humedad del arroz

Para el debido secado del arroz, es necesario conocer la humedad del arroz para el proceso de producción, en la tabla 40 se presentan valores de porcentajes de humedad del proceso de secado de arroz, la información de la tabla 40 es tomada de [36], [37], [38], [39], [40], [41].

**Tabla 39.**

*Humedad promedio de entrada y salida del arroz en el secador*

Referencia	% humedad entrada	% humedad salida
[36]	20 - 26	14
[37]	-----	13
[38]	-----	11 - 13
[39]	22	13
[40]	----	13
[41]	23 - 25	13 - 14

**Nota.** En la tabla se presenta los valores promedio de la humedad del arroz a la entrada y la salida del secador.

El arroz llega a las plantas de procesamiento con una humedad promedio de 23%, para realizar la trilla este debe estar en una humedad promedio de 13%, entonces es necesario disminuir la humedad del arroz en un 10% en su paso por proceso de secado. Teniendo en cuenta los datos de la planta Diana Corporación / Vía Morichal y la humedad del arroz, se calcula el calor requerido para secar el 100% de la producción anual de la planta Diana Corporación / Vía Morichal, usando la entalpia de evaporación del agua a la presión ambiente y el flujo de agua que se necesita secar, se obtiene la cantidad de calor necesario para el secado del 100% de la producción, estos datos se presentan en la tabla 40.

**Ecuación 15.**

*Calor requerido*

$$Q_{Requerido} = \dot{m}_{H_2O} * h_{fg}$$

Con la ecuación 16 se calcula el flujo de vapor necesario para el secado del flujo de arroz destinado, donde  $h_{g4}$  es la energía total requerida para generar vapor de agua a la presión del estado 4.

**Ecuación 16.**

*Flujo de vapor para  
secado*

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{Q_{Requerido}}{h_4 - h_{g4}}$$



**Tabla 40.**

*Calor requerido para secado de la producción anual de arroz*

Calor Requerido para 100% de producción		Unidades	
Producción de arroz anual	263.157,89	Ton	
	30.040,86	kg/h	
hfg a 100 kPa	2.257,5	kJ/kg	
masa de agua	3.004,09	kg/h	
Calor	1.883,81	kW	
Turbina	2.500	3.500	kW
Presión	12.000	6.300	kPa
h4	3.403,39	3.376,40	kJ/kg
hg4	2.685,45	2.781,23	kJ/kg
m <sup>3</sup> v 4sec.	2,62	3,17	kg/s

**Nota.** En la tabla se presenta la producción de arroz anual de la planta Diana Corporación / vía Morichal, la masa de agua que se requiere secar y el flujo de vapor necesario para el secado.

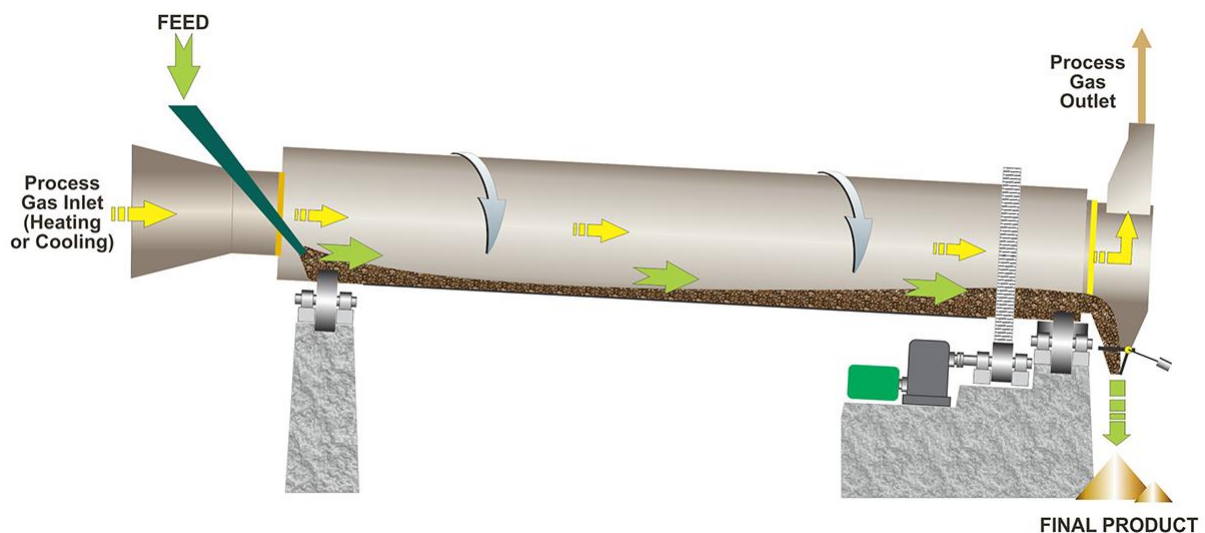
Para lograr el secado del 100% de la producción de arroz anual de la planta Diana Corporación / Vía Morichal se requiere 1.883,81 kW en forma de calor y un flujo de vapor de 2,62 kg/s para la turbina D-R C de 2.500 kW y 3,17 kg/s para la turbina D-R SST350 de 3.500 kW.

#### **5.4.2 Secador**

A través de la energía en forma de calor que presenta el flujo de vapor, se utilizara para la evaporización de la humedad del arroz a través de un proceso de secado, en el cual se establece como parámetro de diseño que a la salida del secador el vapor se encuentre en un estado de vapor saturado, para evitar la presencia de agua en estado líquido en el proceso de secado y así evitar corrosión y otros problemas derivados de esto. Haciendo uso de un secador de tambor, donde “La energía térmica suministrada al interior del cilindro se transfiere casi totalmente al material secado, húmedo. La cantidad de la energía, suministrada por el vapor casi es igual que la cantidad requerida para la calefacción del producto, la evaporación del agua y superar la energía del agua y de la vinculación del producto” [42], en la figura 11 se muestra el diagrama de un secador de tambor [43].

**Figura 11.**

Secador



**Nota.** En la figura se presenta el diagrama de un secador de tambor. Tomado de: GEA, «GEA,» [En línea]. Available: <https://www.gea.com/es/products/dryers-particle-processing/rotary-dryers-coolers/rotary-dryer.jsp>. [Último acceso: 23 Abril 2021].

## 5.5 Diseño ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo 2500kW

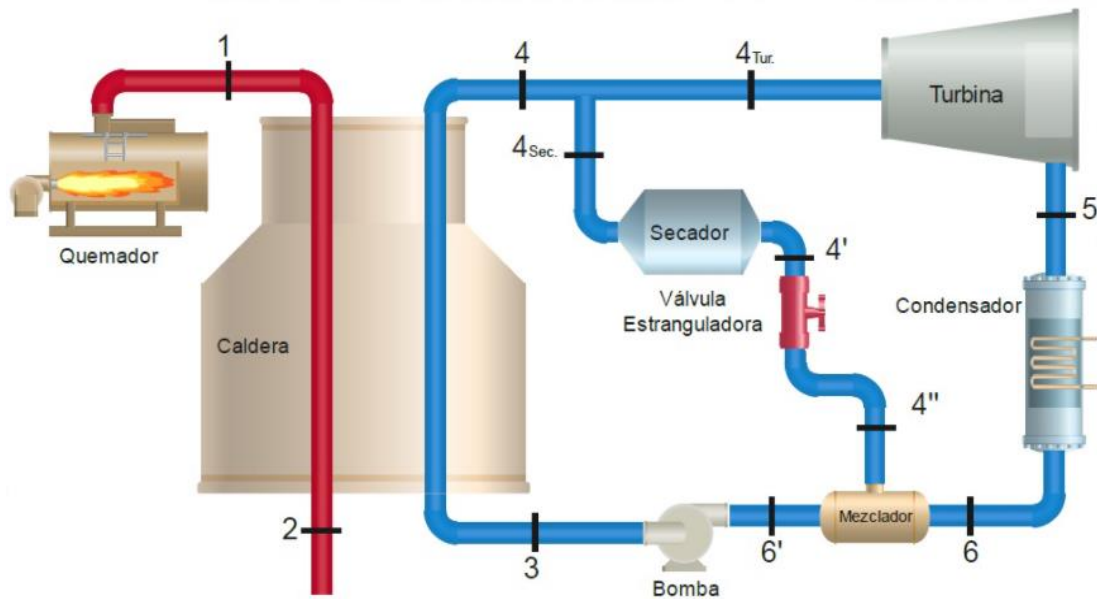
Tomando la diferencia (1,11 kg/s) que se presenta entre el flujo masico generado y el flujo masico necesario para la turbina, el cual tiene como fin ser aprovechado como energía térmica para el secado del arroz, se realiza una recirculación por medio de un mezclador y aprovechar la energía remanente del proceso de secado para realizar un precalentamiento del fluido de trabajo.

### 5.5.1 Recirculación con mezcla en el estado 6

Se realiza la recirculación del fluido por medio de un mezclador ubicado entre el condensador y la bomba con ayuda de una válvula estranguladora que permite igualar la presión a la del fluido que sale del condensador logrando un mezclado adecuado, como se presenta en la figura 12.

**Figura 12.**

*Ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en estado 6 2500kW*



**Nota.** En la figura se presenta la disposición del ciclo Rankine básico con secado de arroz y recirculación de flujo con mezcla en el estado 6 y sus componentes, 2500kW.

5.5.1.i. Análisis termodinámico. Teniendo los datos técnicos de la turbina (Tabla 36) y el calor generado en la caldera (Ecuación 9), se realiza el balance de energía en el mezclador del estado 6, con ayuda de la extensión de Microsoft Excel, CoolProp, se inicia el cálculo en cada uno de los estados mostrados en la figura 12, adicionalmente se muestran los resultados asociados al secado del arroz.

Balance de energía en el mezclador considerando un proceso adiabático:

$$m_6 * h_6 + m_{4''} * h_{4''} = m_{6'} * h_{6'}$$

Despejando  $h_{6'}$  se obtienen las propiedades del estado 6', mostrados en la tabla 41.

**Tabla 41.**

*Estados del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 6 2500kW*

Análisis termodinámico								
Sustancia	Gases de combustión			Secado			Unidades	
Estado	Temperatura			m <sup>3</sup> v				
	K	°C		Q de secado				
1	1.852,61	1.579,46			Masa de agua	-69.874,74		kg/h
2	473,15	200		Masa de arroz	-6.987,47		kg/h	
Sustancia	Water			hfg a 100 kPa	2257,5		kg/h	
-	T (C°)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	m <sup>3</sup> v (kg/s)	Vf (M3/kg)	hg (kJ/kg)	Calidad
3	1.782,86	12.000	6.742,07	9,05	-3,40	-	-	-
4	520	12.000	3.403,39	6,56	-3,40	-	2.685,45	-
4 tur	520	12.000	3.403,39	6,56	2,7053	-	-	-
4 sec	520	12.000	3.403,39	6,56	-6,10	-	-	-
4'	324,68	12.000	2.685,45	5,49	-6,10	-	-	-
4''	104,68	100	2.685,45	7,39	0,80	-	-	-
5s	99,61	100	2.376,60	6,56	2,7053	-	-	-
5	99,61	100	2.479,28	6,83	2,7053	-	-	-
6	99,61	100	417,50	1,30	2,7053	0,001043	-	-
6'	99,61	100	936,53	2,70	3,5000	0,3903	-	0,23

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados de los cálculos de las propiedades termodinámicas de los estados del ciclo Rankine con secado y recirculación con mezcla en el estado 6, 2500kW.

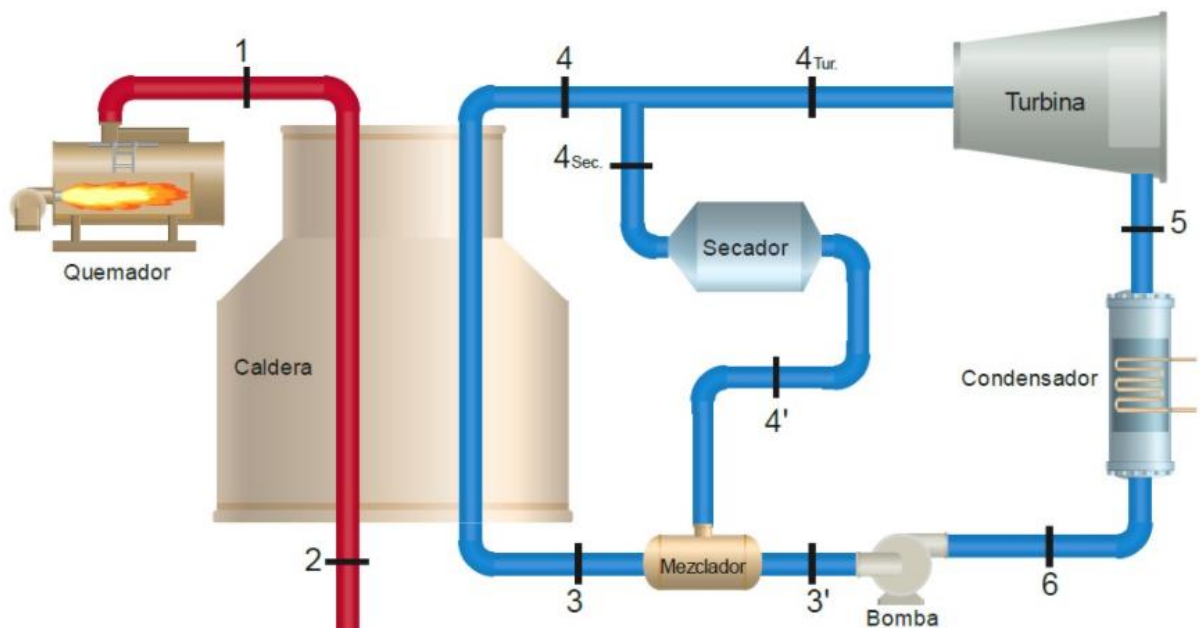
Se realizó el análisis termodinámico mostrado en la tabla 41, al llevar a cabo la mezcla entre los flujos procedentes del secador y condensador (estados 4'' y 6), se presenta a la salida del mezclador agua saturada como mezcla con una calidad del 23%, lo cual no es factible ya que a la bomba debe entrar máximo como líquido saturado, aplicando la ecuación número 11 en la caldera se puede evidenciar que se presenta un flujo masico negativo debido a que la entalpia del estado 3 es mayor que en el estado 4, lo que significa que la caldera está quitándole energía al fluido.

### 5.5.2 Recirculación con mezcla en el estado 3

Debido a que la configuración anterior no es factible, se realiza la recirculación del fluido por medio de un mezclador ubicado entre la bomba y la caldera (estado 3), en este caso no es necesario el uso de una válvula estranguladora ya que el fluido se encuentra a la misma presión a la salida del secador y a la salida de la bomba, logrando un mezclado adecuado, la configuración se presenta en la figura 13.

**Figura 13.**

*Ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en estado 3 2500kW*



**Nota.** En la figura se presenta la disposición del ciclo Rankine básico con secado de arroz y recirculación de flujo con mezcla en el estado 3 y sus componentes, 2500kW.

5.5.2.i. Análisis termodinámico. Teniendo los datos técnicos de la turbina (Tabla 36) y el calor generado en la caldera (Ecuación 9), se realiza el balance de energía en el mezclador y en la caldera, con ayuda de la extensión de Microsoft Excel, CoolProp, se inicia el cálculo en cada uno de los estados mostrados en la figura 13, adicionalmente se muestran los resultados asociados al secado del arroz.

Balance de energía en el mezclador considerando un proceso adiabático:

$$\dot{m}_{3'} * h_{3'} + \dot{m}_{4'} * h_{4'} = \dot{m}_3 * h_3$$

Balance de energía en la caldera:

$$Q_{entada} + \dot{m}_3 * h_3 = \dot{m}_4 * h_4$$

A partir de los balances de energía se obtiene los valores de  $h_3$  y  $\dot{m}_3$  que se evidencian en la tabla 42, en las figuras 14 y 15 se muestra el diagrama T vs S del ciclo.

**Tabla 42.**

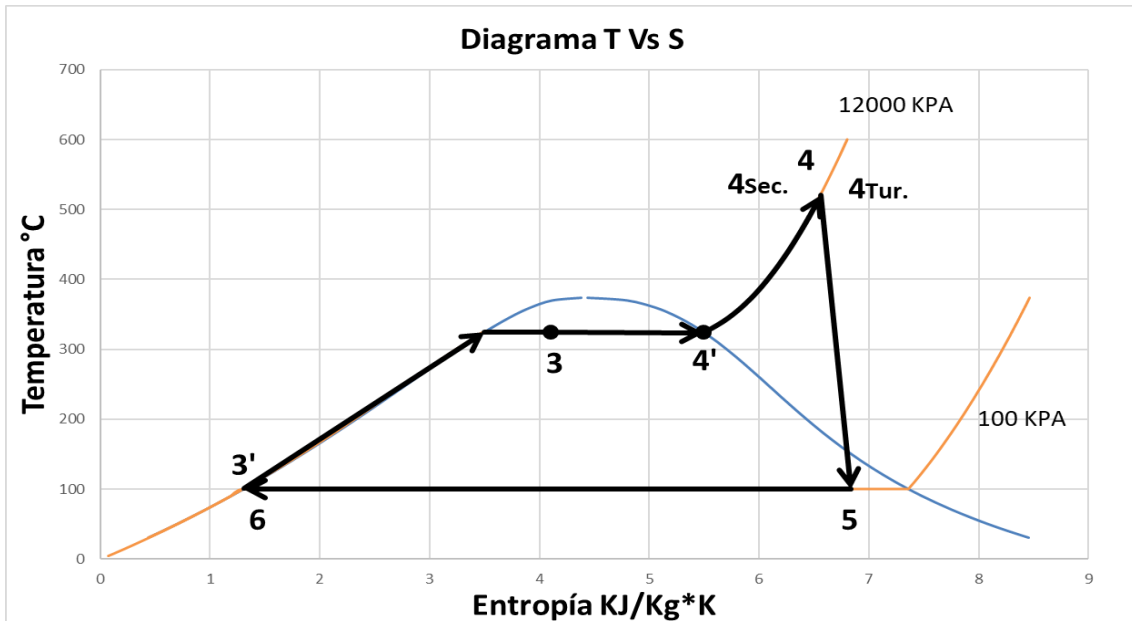
*Estados del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3 2500kW*

Análisis termodinámico								
Sustancia	Gases de combustión		Secado				Unidades	
Estado	Temperatura		h	s	m'v	Vf	hg	Calidad
	K	°C						
1	1852,61	1579,46						
2	473,15	200						
Sustancia	Water		hfg a 100 kPa					
			2257,5					
3'	101,17	12.000	433,02	1,31	2,71	-	-	-
3	324,68	12.000	1.852,29	4,10	7,31	-	-	0,3022
4	520	12.000	3.403,39	6,56	7,31	-	2.685,45	-
4 Tur.	520	12.000	3.403,39	6,56	2,71	-	-	-
4 Sec.	520	12.000	3.403,39	6,56	4,61	-	-	-
4'	324,68	12.000	2.685,45	5,49	4,61	-	-	-
5s	99,61	100	2.376,60	6,56	2,71	-	-	-
5	99,61	100	2.479,28	6,83	2,71	-	-	-
6	99,61	100	417,50	1,30	2,71	0,001043	-	-

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados de los cálculos de las propiedades termodinámicas de los estados del ciclo Rankine con secado y recirculación con mezcla en el estado 3, 2500kW.

**Figura 14.**

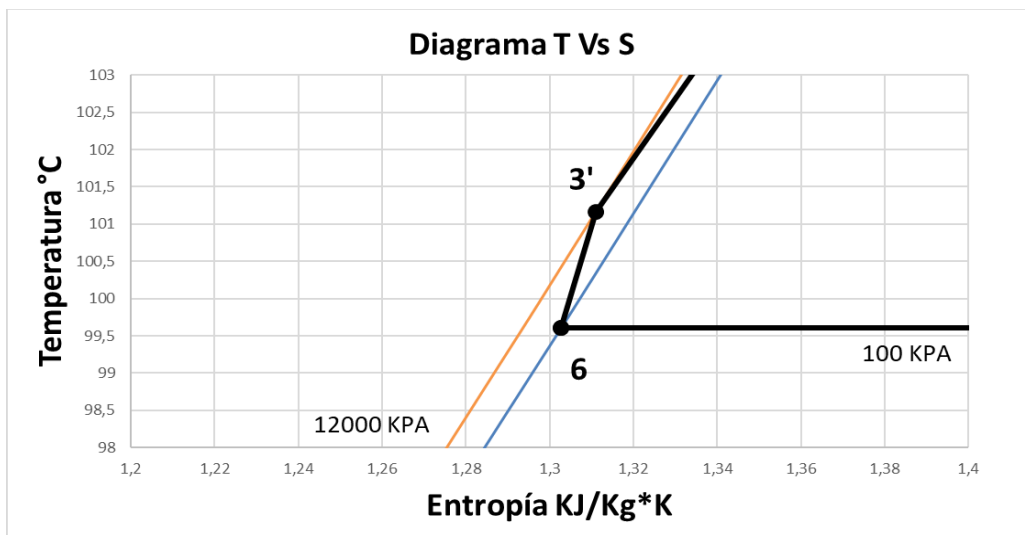
*Diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3 2500kW*



**Nota.** En la figura se presenta el diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3 2500kW.

**Figura 15.**

*Diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3 2500kW, estados 3' y 6*



**Nota.** En la figura se presenta el diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3 2500kW, estados 3' y 6.

Teniendo en cuenta el flujo masico necesario en la turbina, 2,71 kg/s, con los resultados de todos los estados del sistema y el calor de entrada se obtiene el flujo de vapor (Ecuación 11) que se logra producir con esta configuración, 7,31 kg/s, se evidencia un aumento del flujo masico total en el sistema debido al mezclado que se realiza en el estado 3, el cual lleva a cabo un precalentamiento del fluido consiguiendo que la caldera tenga la capacidad de calentar un mayor flujo masico con el mismo calor de entrada. Tomando la diferencia (4,6 kg/s) que se presenta entre el flujo masico generado y el flujo masico necesario para la turbina, el cual tiene como fin ser aprovechado como energía térmica para el secado del arroz, se calcula el calor producido para conocer la masa de agua que se puede evaporar y por lo tanto el flujo de arroz que se puede secar. Se evidencia que en el estado 3 se presenta una mezcla con una calidad del 30%, que puede generar una cavitación en la tubería a la entrada de caldera [44].

5.5.2.ii. Flujo máximo de combustible. Debido a que se presenta cavitación a la entrada de la caldera utilizando el flujo másico de cascarilla de arroz total disponible en la planta Diana Corporación / Vía Morichal, se realiza el cálculo para conocer la cantidad de cascarilla de arroz necesaria para que no se presente cavitación en el sistema, utilizando la configuración que se muestra en la figura 13, las consideraciones de diseño se presentan en la tabla 43.



**Tabla 43.**

*Consideraciones de diseño del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo en el estado 3, con flujo máximo de combustible*

Combustión		Unidades
Flujo masico orgánico	3.976,28	kg/h
Flujo masico aire	18.073,98	kg/h
Flujo masico gases	22.050,26	kg/h
Cp. gases	1,15	kJ/kg*K
Calor de entrada (Q12)	35.128.964,34	kJ/h
	9.758,05	kJ/S
	9.758.045,65	W
	9,76	MW
Potencia suministrada	2.927.413,70	W
	2.927,41	kW
	2,93	MW

**Nota.** En la tabla se presentan las consideraciones para el ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo en el estado 3, con flujo máximo de combustible.

En los resultados de la tabla 43 se evidencia que al disminuir el flujo masico orgánico de combustible se disminuye el calor de entrada al ciclo, viéndose afectado la potencia suministrada.

5.5.2.iii. Análisis termodinámico con flujo máximo de combustible. Teniendo los datos técnicos de la turbina (Tabla 36) y el calor generado en la caldera (Ecuación 9), se realiza el balance de energía en el mezclador y en la caldera, con ayuda de la extensión de Microsoft Excel, CoolProp, se inicia el cálculo en cada uno de los estados mostrados en la figura 13, adicionalmente se muestran los resultados asociados al secado del arroz.

Balance de energía en el mezclador considerando un proceso adiabático:

$$\dot{m}_{3'} * h_{3'} + \dot{m}_{4'} * h_{4'} = \dot{m}_3 * h_3$$

Balance de energía en la caldera:

$$Q_{entada} + \dot{m}_3 * h_3 = \dot{m}_4 * h_4$$

A partir de los balances de energía se obtiene los valores de  $h_3$  y  $\dot{m}_3$  que se evidencian en la tabla 44, en las figuras 16 y 17 se muestra el diagrama T vs S del ciclo.

**Tabla 44.**

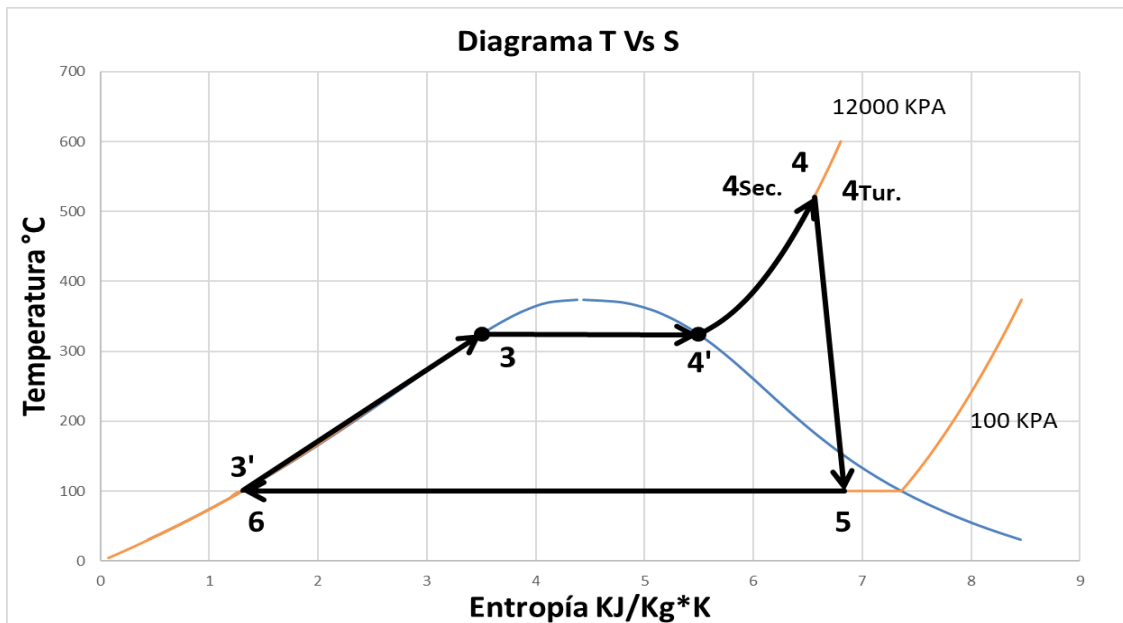
*Estados del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3, con flujo máximo de combustible 2500kW*

Análisis termodinámico								
Sustancia	Gases de combustión		Secado				Unidades	
Estado	Temperatura		h	s	m'v	Vf	hg	Calidad
	K	°C						
1	1.852,61	1.579,46						
2	473,15	200						
Sustancia	Water		hfg a 100 kPa					
-	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	m'v (kg/s)	Vf (M3/kg)	hg (kJ/kg)	Calidad
3'	101,17	12.000	433,02	1,31	2,71	-	-	-
3	324,68	12.000	1.491,61	3,50	5,10	-	-	0
4	520	12.000	3.403,39	6,56	5,10	-	2.685,45	-
4 Tur.	520	12.000	3.403,39	6,56	2,71	-	-	-
4 Sec.	520	12.000	3.403,39	6,56	2,40	-	-	-
4'	324,68	12.000	2.685,45	5,49	2,40	-	-	-
5s	99,61	100	2.376,60	6,56	2,71	-	-	-
5	99,61	100	2.479,28	6,83	2,71	-	-	-
6	99,61	100	417,50	1,30	2,71	0,001043	-	-

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados de los cálculos de las propiedades termodinámicas de los estados del ciclo Rankine con secado y recirculación con mezcla en el estado 3, con flujo máximo de combustible 3500kW.

**Figura 16.**

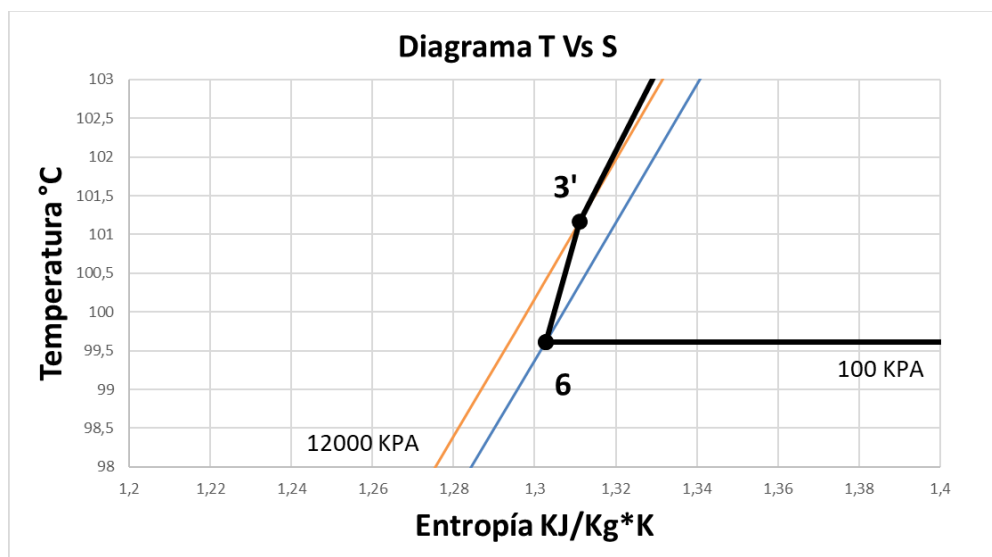
*Diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3, con flujo máximo de combustible 2500kW*



**Nota.** En la figura se presenta el diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3, con flujo máximo de combustible 2500kW.

**Figura 17.**

*Diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3, con flujo máximo de combustible 2500kW*



**Nota.** En la figura se presenta el diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3, con flujo máximo de combustible 2500kW.

Los resultados de la tabla 44 muestran que no se presenta mezcla en el estado 3, por lo tanto, no se genera cavitación, pero a su vez se disminuye el flujo de vapor destinado para el secado y por ende se tiene una capacidad menor para el secado de arroz, en la tabla 45 se presentan los resultados del ciclo.

**Tabla 45.**

*Resultados ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo en el estado 3, con flujo máximo de combustible*

<b>Ciclo</b>			
<b>m'v</b>	5,10		kg/s
<b>Δ m'v</b>	2,40		kg/s
	<b>Bomba</b>	<b>Turbina</b>	
<b>Potencias</b>	41,97	2.500,00	kW
<b>Wneta</b>	4.180,27		kW
<b>ηth</b>	43%		-

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo en el estado 3, con flujo máximo de combustible 2500kW.

En la tabla 45 se muestra el resultado de la eficiencia térmica, la cual aumenta en comparación al ciclo Rankine básico hasta un 43%, debido al aprovechamiento del exceso de vapor en el secado del arroz y también a la recirculación del flujo aprovechando la energía remanente del proceso del secado, para realizar un precalentamiento del fluido a la entrada de la caldera.

### **5.6 Diseño ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo 3500kW**

Debido a la gran producción de flujo de vapor, se realiza el análisis con el mezclado en el estado 3 pero con la turbina D-R SST350 mostrada en la figura 7, para comprobar si es posible la generación de una mayor potencia eléctrica, la configuración se presenta en la figura 13.

Análisis termodinámico

Siguiendo la metodología de la sección 5.5, se desarrolla el análisis termodinámico planteado en la tabla 46.

**Tabla 46.**

*Estados del ciclo Rankine con secado y recirculación de flujo en el estado 3 3500kW*

Análisis termodinámico							
Sustancia	Gases de combustión			Secado			Unidades
Estado	Temperatura			m <sup>3</sup> v	-2,13	kg/s	
	K	°C		Q de secado	-1.269,70	kW	
1	1.852,61	1.579,46		Masa de agua	-2.024,77	kg/h	
2	473,15	200	Masa de arroz	-20.247,74	kg/h		
Sustancia	Water		hfg a 100 kPa	2.257,50	kg/h		
-	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	m <sup>3</sup> v (kg/s)	Vf (M3/kg)	hg (kJ/kg)
3'	100,42	6.300	425,59	1,31	4,27	-	-
3	N/A	6.300	-1.921,12	N/A	2,14	-	2781,22
4	482,00	6.300	3.376,40	6,80	2,14	-	-
4 Tur.	482,00	6.300	3.376,40	6,80	4,27	-	-
4 Sec.	482,00	6.300	3.376,40	6,80	-2,13	-	-
4'	278,79	6.300	2.781,23	5,87	-2,13	-	-
5s	99,61	100	2.466,67	6,80	4,27	-	-
5	99,61	100	2.557,65	7,04	4,27	-	-
6	99,61	100	417,50	1,30	4,27	0,001043	-

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados de los cálculos de las propiedades termodinámicas de los estados del ciclo Rankine con secado y recirculación con mezcla en el estado 3, 3500kW. N/A= No disponible.

Debido a las condiciones de la turbina y a la salida del secador, no se logra generar el flujo masico de vapor necesario para cumplir las especificaciones de la turbina D-R SST350, lo que produce que, al realizar los balances de energía en el mezclador y la caldera, se obtiene como resultado una entalpia negativa en el estado 3, por lo tanto, una inconsistencia en los resultados del análisis termodinámico, por esta razón esta configuración no es posible. Concluyendo que la turbina de 3500 kW no es viable para el diseño debido a su gran requerimiento de flujo de vapor.

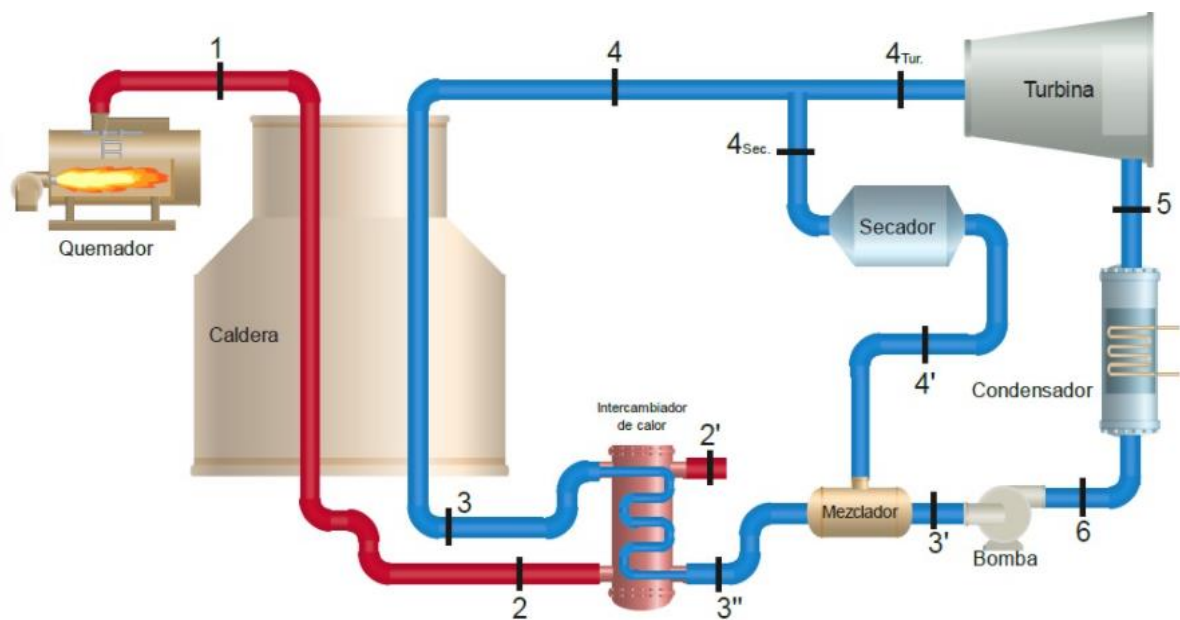
### 5.7 Diseño ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor 2500kW

Con los análisis anteriores se puede evidencia que la turbina D-R C de Siemens de 2.500 kW de potencia, es la más adecuada para el diseño del ciclo. A través de un intercambiador de calor se busca aprovechar el calor remanente de lo gases de

combustión para realizar un precalentamiento del fluido a la entrada de la caldera, y así aumentar al máximo el aprovechamiento del calor generado por la combustión de la cascarilla de arroz, de esta forma mejora la eficiencia del ciclo, la configuración se presenta en la figura 18.

**Figura 18.**

*Ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador 2500kW*



**Nota.** En la figura se presenta la disposición del ciclo Rankine con secado de arroz, recirculación de flujo e intercambiador y sus componentes.

### **5.7.1 Flujo másico orgánico de combustible total disponible**

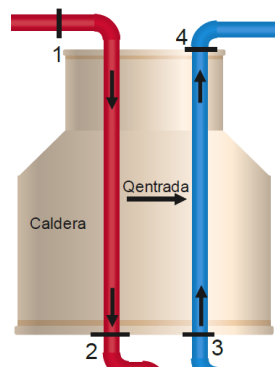
Se desarrolla los cálculos del diseño haciendo uso del total del flujo másico orgánico de cascarilla disponible en la planta Diana Corporación / Vía morichal, equivalente a 4.622,70 kg/h.

5.7.1.i. Análisis termodinámico. Como parámetro de diseño se toma que la temperatura de liberación de los gases de combustión (Estado 2') al medio ambiente es de 70 °C [33], teniendo los datos técnicos de la turbina (Tabla 36) y el calor generado en la caldera (Ecuación 9), se realiza el balance de energía en el mezclador, en la caldera y en el intercambiador de calor, con ayuda de la extensión de Microsoft Excel, CoolProp, se inicia el cálculo en cada uno de los estados mostrados en la figura 18, adicionalmente se muestran los resultados asociados al secado del arroz en la tabla 47.

Balance de energía en la caldera:

**Figura 19.**

*Balance de energía  
caldera*



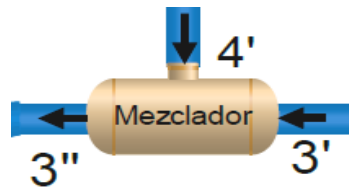
**Nota.** En la figura se presenta los flujos presentes en la caldera.

$$Q_{ent} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$$

Balance de energía en el mezclador considerando un proceso adiabático:

**Figura 20.**

*Balance de energía  
mezclador*



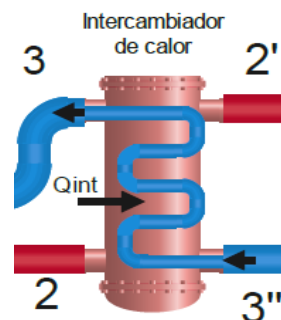
**Nota.** En la figura se presenta los flujos presentes en la caldera.

$$\dot{m}_4 \cdot h_{4'} + \dot{m}_3 \cdot h_{3'} = \dot{m}_{3''} \cdot h_{3''}$$

Balance de energía en el intercambiador de calor:

**Figura 21.**

*Balance de energía  
mezclador*



**Nota.** En la figura se presenta los flujos presentes en el mezclador.

$$Q_{int} + \dot{m}_{3''} \cdot h_{3''} = \dot{m}_3 \cdot h_3$$

A partir de los balances de energía se obtiene los valores de  $h_3$ ,  $h_{3''}$  y  $\dot{m}_3$  que se evidencian en la tabla 47, el diagrama T vs S se presenta en las figuras 22 y 23.



**Tabla 47.**

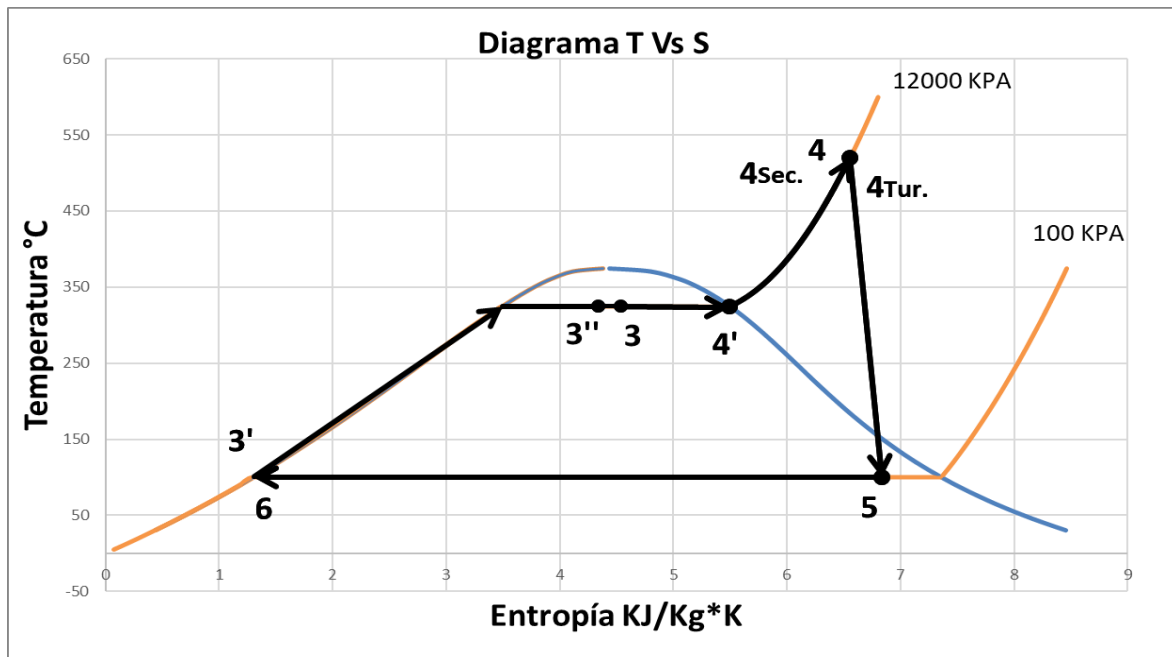
*Estados del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor  
2500kW*

Análisis termodinámico								
Sustancia	Gases de combustión		Secado				Unidades	
Estado	Temperatura		m <sup>3</sup> v	Q de secado	Masa de agua	Masa de arroz	hfg a 100 Kpa	kg/s
	K	°C						
1	1852,61	1579,46						
2	473,15	200						
2'	343,15	70						
Sustancia	Water							
-	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	m <sup>3</sup> v (kg/s)	Vf (M3/kg)	hg (kJ/kg)	Calidad
3'	101,17	12000	433,02	1,3111	2,71	-	-	0
3''	324,68	12000	1993,23	4,3360	8,80	-	-	0,42
3	324,68	12000	2114,68	4,5392	8,80	-	2.685,45	0,52
4	520,00	12000	3403,39	6,5585	8,80	-	-	1
4 tur	520,00	12000	3403,39	6,5585	2,71	-	-	1
4sec	520,00	12000	3403,39	6,5585	6,10	-	-	1
4'	324,68	12000	2685,45	5,4939	6,10	-	-	1
5s	99,61	100	2376,60	6,5585	2,71	-	-	0,87
5	99,61	100	2479,28	6,8339	2,71	-	-	0,91
6	99,61	100	417,50	1,3028	2,71	0,001043	-	0

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados de los cálculos de las propiedades termodinámicas de los estados del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor, 2500KW.

**Figura 22.**

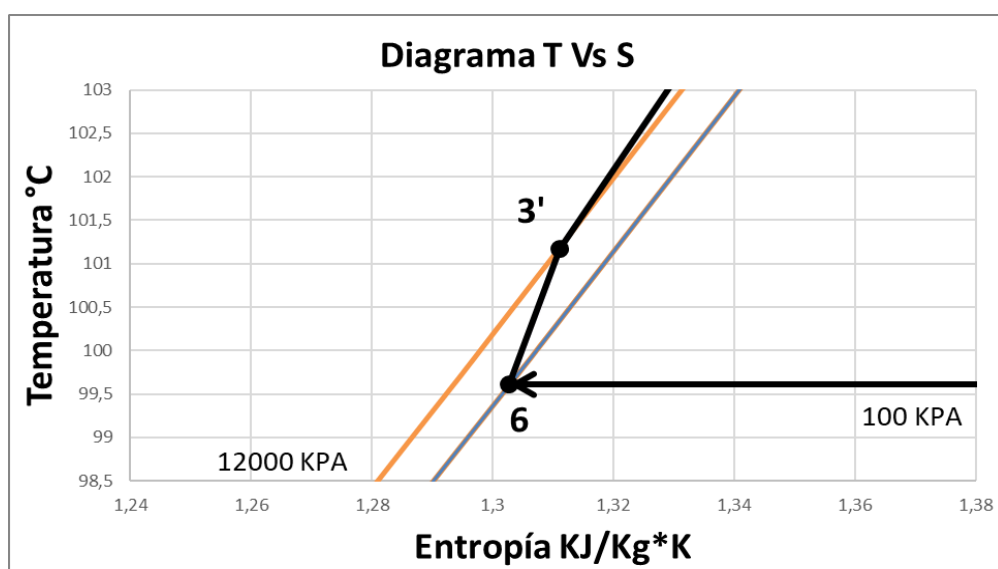
*Diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor 2500kW*



**Nota.** En la figura se presenta el diagrama T vs S de los estados del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor, 2500kW.

**Figura 23.**

*Diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor 2500kW, estados 3' y 6*



**Nota.** En la figura se presenta el diagrama T vs S de los estados del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor, 2500kW, estados 3' y 6.

Los resultados del análisis termodinámico de la configuración que se muestran en la tabla 51 evidencian que en el estado 3, entrada de la caldera y en el estado 3'', entrada al intercambiador, se presenta una mezcla con una calidad del 52% y 42% respectivamente, al igual que se evidencia en el diagrama T vs S, lo cual no es viable debido a que se presenta cavitación en las tuberías [44].

### 5.7.2 Flujo másico orgánico máximo de combustible

Debido que al hacer uso del 100% de la producción de cascarilla de arroz de la planta Diana Corporación / vía Morichal como combustible en el ciclo (4.622,7 kg/h) se presenta una mezcla en la entrada de la caldera, se realiza el análisis para calcular el flujo masico orgánico máximo de combustible para obtener como máximo un líquido saturado en la entrada de la caldera y evitar los problemas de la configuración anterior. En la tabla 48 se presentan las consideraciones para el análisis del ciclo.

**Tabla 48.**

*Consideraciones de diseño del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor, con flujo máximo de combustible*

Combustión		Unidades
Flujo masico orgánico	3.455,82	kg/h
Flujo masico aire	15.708,28	kg/h
Flujo masico gases	19.164,10	kg/h
Flujo masico gases	5,32	kg/s
Cp. gases	1,15	kJ/kg*K
Calor de entrada (Q12)	30.530.926,70	kJ/h
	8.480,81	kJ/s
	8.480.812,97	W
	8,48	MW
Potencia suministrada	2.544.243,89	W
	2.544,24	kW

**Nota.** En la tabla se presentan las consideraciones para el ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor, con flujo máximo de combustible.

Para lograr obtener como máximo un líquido saturado en la entrada de la caldera y evitar así la cavitación producto de la mezcla vapor-agua, se debe realizar la combustión con un flujo masico orgánico de 3.455,82 kg/h para garantizar el flujo masico necesario en la turbina, obteniendo un flujo masico sobrante destinado para el proceso de secado del arroz, donde el flujo máximo de combustible representa el

75% de la producción de cascarilla de arroz de la planta Diana corporación/Vía Morichal.

5.7.2.i. Análisis termodinámico. Como parámetro de diseño se toma que la temperatura de liberación de los gases de combustión (Estado 2') al medio ambiente es de 70 °C [33], teniendo los datos técnicos de la turbina (Tabla 36) y el calor generado en la caldera (Ecuación 9), se realiza el balance de energía en el mezclador, en la caldera y en el intercambiador de calor, con ayuda de la extensión de Microsoft Excel, CoolProp, se inicia el cálculo en cada uno de los estados mostrados en la figura 18, adicionalmente se muestran los resultados asociados al secado del arroz en la tabla 49.

Balance de energía en la caldera:

$$Q_{ent} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$$

Balance de energía en el mezclador considerando un proceso adiabático:

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_3 h_3''$$

Balance de energía en el intercambiador de calor:

$$Q_{int} + \dot{m}_3 h_3'' = \dot{m}_3 h_3$$

A partir de los balances de energía se obtiene los valores de  $h_3$ ,  $h_3''$  y  $\dot{m}_3$  que se evidencian en la tabla 49, se presenta el diagrama T vs S en las figuras 24 y 25.

**Tabla 49.**

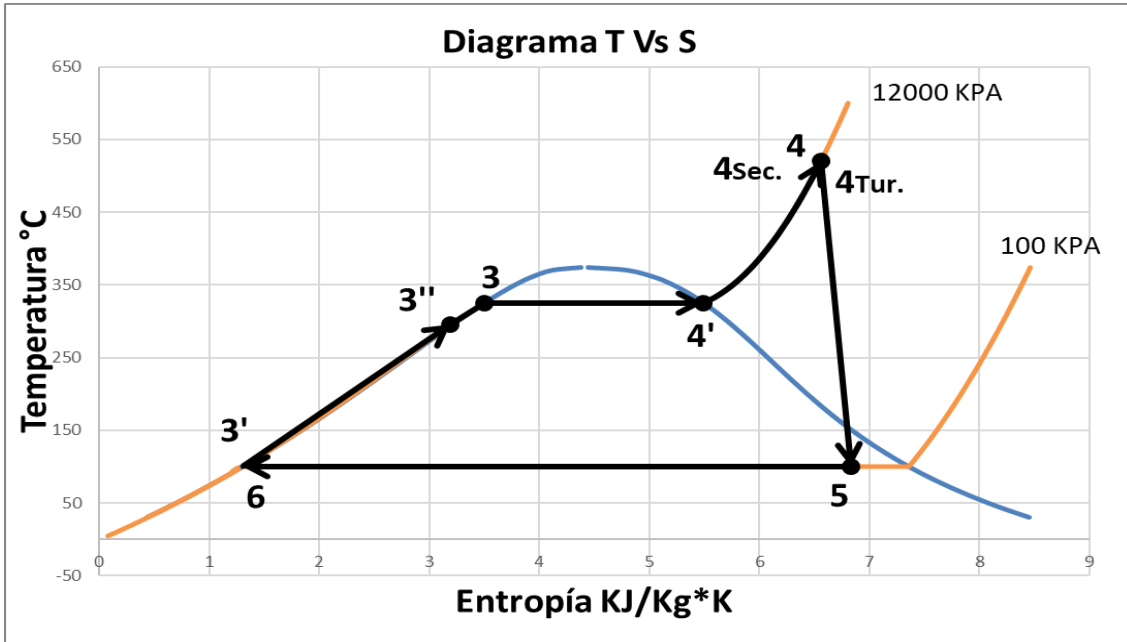
*Estados del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor con flujo máximo de combustible*

Análisis termodinámico								
Sustancia	Gases de combustión		Secado				Unidades	
Estado	Temperatura		m <sup>3</sup> v	Q de secado	Masa de agua	Masa de arroz	hfg a 100 kPa	
	K	°C						
1	1.852,61	1.579,46						
2	473,15	200						
2'	343,15	70						
Sustancia	Water							
-	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	m <sup>3</sup> v (kg/s)	Vf (M <sup>3</sup> /kg)	hg (kJ/kg)	Calidad
3'	101,17	12.000	433,02	1,3111	2,71	-	-	0
3''	294,81	12.000	1.312,53	3,1900	4,44	-	-	0
3	324,68	12.000	1.492,60	3,4986	4,44	-	2.685,45	0
4	520,00	12.000	3.403,39	6,5585	4,44	-	-	1
4 tur	520,00	12.000	3.403,39	6,5585	2,71	-	-	1
4sec	520,00	12.000	3.403,39	6,5585	1,73	-	-	1
4'	324,68	12.000	2.685,45	5,4939	1,73	-	-	1
5s	99,61	100	2.376,60	6,5585	2,71	-	-	0,87
5	99,61	100	2.479,28	6,8339	2,71	-	-	0,91
6	99,61	100	417,50	1,3028	2,71	0,001043	-	0

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados de los cálculos de las propiedades termodinámicas de los estados del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor con flujo máximo de combustible, 2500kW.

**Figura 24.**

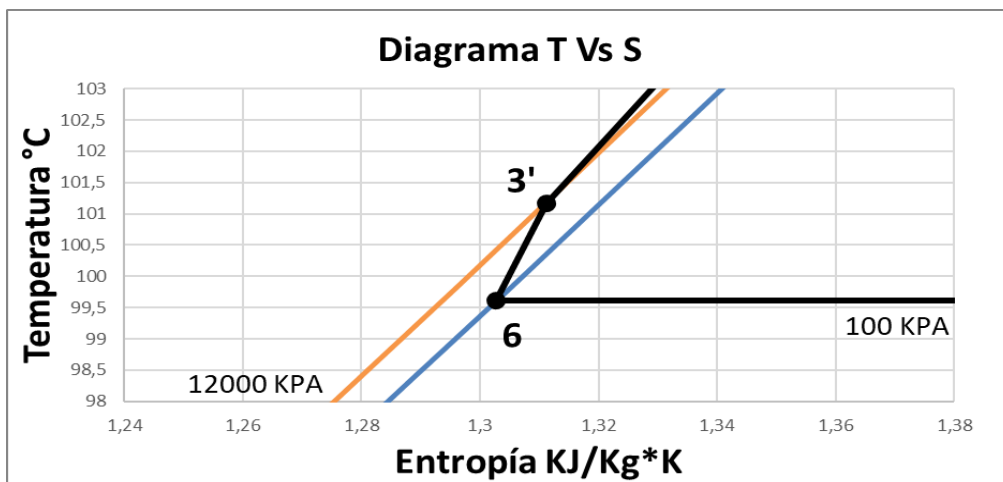
*Diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor con flujo máximo de combustible*



**Nota.** En la figura se presenta el diagrama T vs S de los estados del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor con flujo máximo de combustible, 2500kW.

**Figura 25.**

*Diagrama T vs S del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor con flujo máximo de combustible, estados 3' y 6*



**Nota.** En la figura se presenta el diagrama T vs S de los estados del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor con flujo máximo de combustible, 2500kW, estados 3' y 6.

Utilizando un flujo masico orgánico de 3.455,82 kg/h, se puede evidenciar a través del análisis termodinámico que en la entrada de la caldera (Estado 3) se garantiza el agua en estado de líquido saturado, evitando cavitación en la tubería. De esta forma se consigue un flujo de vapor para el secado de 1,73 kg/s permitiendo secar un flujo de arroz de 19.841,73 kg/s.

En la tabla 50 se muestra la eficiencia térmica del ciclo utilizando un flujo masico orgánico de 3.455,82 kg/h.

**Tabla 50.**

*Resultados ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor con flujo máximo de combustible*

Ciclo		
$\dot{m}_v$	4,44	kg/s
$\Delta \dot{m}_v$	1,73	kg/s
	<b>Bomba</b>	<b>Turbina</b>
<b>Potencias</b>	41,97	2.500
		kW
<b>Wneta</b>	4.501,50	kW
<b><math>\eta_{th}</math></b>	53%	-
Intercambiador de calor		
<b>Q. entrada</b>	799,23	kW

**Nota.** En la tabla se presentan los resultados del ciclo Rankine con secado, recirculación de flujo e intercambiador de calor con flujo máximo de combustible 2500KW.

Se puede evidenciar que al hacer uso del calor remanente de los gases de combustión para realizar un precalentamiento a través de un intercambiador de calor cediendo una energía de 799,23 kW al ciclo, se obtiene una mejora en la eficiencia térmica del ciclo, logrando aumentarla en un 10%, debido a la implementación del intercambiador de calor.

Esta configuración logra el máximo aprovechamiento de la energía generada a través de la combustión de la cascarilla de arroz disponible en la planta Diana Corporación / Vía Morichal, obteniendo los resultados más óptimos en el diseño del ciclo Rankine.

5.7.2.ii. Análisis exergético. El análisis exergético se realiza para el diseño óptimo, este permite identificar los equipos del ciclo con las mayores ineficiencias termodinámicas, se realiza el análisis en cada uno de los equipos para determinar sus pérdidas. En la tabla 51 se muestran las ecuaciones para el cálculo de la diferencia de entropías por irreversibilidades y la eficiencia exergética para cada uno de los equipos que integran el ciclo.

Para efecto de los cálculos el estado muerto tiene una temperatura  $T_0=25^\circ\text{C}$ , para el cálculo de la eficiencia exergética en el intercambiador y la caldera, se debe hallar la diferencia de entalpías y de entropías a través de un balance de energías en cada equipo, utilizando las ecuaciones 9 y 11, por último en el secador, se toma la temperatura del estado 4' para hallar la diferencia de entropías por irreversibilidades debido a que la temperatura a la que ocurre el proceso de transferencia de calor es la temperatura mínima, las consideraciones anteriores se toman en cuenta para los análisis exergético de todos los diseños planteados en este trabajo de investigación.



**Tabla 51.**

*Entropías por irreversibilidades y la eficiencia exergética para cada uno de los equipos*

Equipo	$\Delta S_{irr}$	Eficiencia Exergética
Turbina	$\dot{m}_{4\ tur}(s_5 - s_{4\ tur})$	$\frac{W_t}{W_t + T_0(s_5 - s_{4\ tur})}$
Condensador	$\dot{m}_5(s_6 - s_5) + \frac{Q_{sal}}{T_{prom}}$	$1 - \frac{T_0 \Delta S_{irr}}{\dot{m}_5(\Psi_5 - \Psi_6)}$
Bomba	$\dot{m}_6(s_{3'} - s_6)$	$1 - \frac{T_0 (s_{3'} - s_6)}{W_B}$
Mezclador	$(\dot{m}_{3''} * s_{3''}) - (\dot{m}_{3'} * s_{3'}) - (\dot{m}_{4'} * s_{4'})$	$1 - \frac{T_0 \Delta S_{irr}}{\dot{m}_{4'}(\Psi_{4'} - \Psi_{3''})}$
Intercambiador de calor	$\dot{m}_3(s_3 - s_{3''}) + C_p Ln \frac{T_{2'}}{T_2}$	$1 - \frac{T_0 \Delta S_{irr}}{\dot{m}_2(\Psi_2 - \Psi_{2''})}$
Caldera	$\dot{m}_3(s_4 - s_3) + C_p Ln \frac{T_2}{T_1}$	$1 - \frac{T_0 \Delta S_{irr}}{\dot{m}_1(\Psi_1 - \Psi_2)}$
Secador	$\dot{m}_{4\ sec}(s_{4'} - s_{4\ sec}) + \frac{Q_{sal}}{T_{4'}}$	$1 - \frac{T_0 \Delta S_{irr}}{\dot{m}_{4\ sec}(\Psi_{4\ sec} - \Psi_{4'})}$

**Nota.** En la tabla se muestran las ecuaciones para el cálculo de Entropías por irreversibilidades y la eficiencia exergética para cada uno de los equipos.

Para los cálculos de Entropías por irreversibilidades en la caldera y el intercambiador de calor, es necesario el cálculo de la constante R del gas de combustión mostrado en la tabla 52, las consideraciones anteriores se toman en cuenta para los análisis exergéticos de todos los diseños planteados en este trabajo de investigación.

**Tabla 52.**

*Constante R de gas de combustión*

Constante del gas R				Unidades
Gas	CO2	H2O	N2	-
%	19%	12%	69%	-
R	0,1889	0,4615	0,2968	kJ/kg K
<b>R total</b>	0,2929			kJ/kg K

**Nota.** En la tabla se presentan el resultado de la constante R del gas de combustión de la cascarilla de arroz.

Para el cálculo de la eficiencia exergética del ciclo, es necesario calcular la eficiencia máxima que puede alcanzar (Eficiencia de Carnot) para establecer la relación con la eficiencia térmica, los resultados se muestran en la tabla 53.

**Tabla 53.**

*Eficiencia exergética del ciclo*

<b>Análisis exergético</b>	
<b><math>\eta</math> Carnot</b>	81%
<b><math>\eta</math> Exergética</b>	66%

**Nota.** En la tabla se presentan el resultado del análisis exergético

Se obtiene como resultado una eficiencia exergético del 66% en el ciclo, lo cual indica el nivel de irreversibilidad del proceso.

Se realiza el análisis exergético para cada uno de los equipos, donde la exergía destruida se calcula mediante la multiplicación de la diferencia de entropías por irreversibilidades por la temperatura del estado muerto (25°C), haciendo uso de las fórmulas mostradas en la tabla 51 para cada uno de los equipos, mostrados en la tabla 54.

**Tabla 54.**

*Análisis Exergético en equipos con flujo máximo combustible*

<b>Equipo</b>	<b>Turbina</b>	<b>Cond.</b>	<b>Bomba</b>	<b>Mezclador</b>	<b>Inter.</b>	<b>Caldera</b>	<b>Secador</b>	<b>Unidades</b>
<b><math>\Delta S_{irr}</math>.</b>	0,75	0,00	0,02	1,09	1,02	12,00	0,24	kJ/K*s
<b>Ex Dest</b>	222,18	0,00	6,76	324,95	303,29	3.579,14	70,46	kW
<b><math>\eta</math> Exer.</b>	97%	100%	94%	73%	77%	67%	90%	-

**Nota.** En la tabla se presentan el resultado del análisis exergético en equipos con flujo máximo combustible. Inter. =Intercambiador de calor Cond. =Condensador

Según los resultados de la tabla 54 se puede concluir que, el equipo que presenta una exergía destruida mayor (3.579,14 kW) y por lo tanto la menor eficiencia exergética (67%) es la caldera, ya que es el equipo donde se presenta la mayor tasa de transferencia de calor en el sistema.

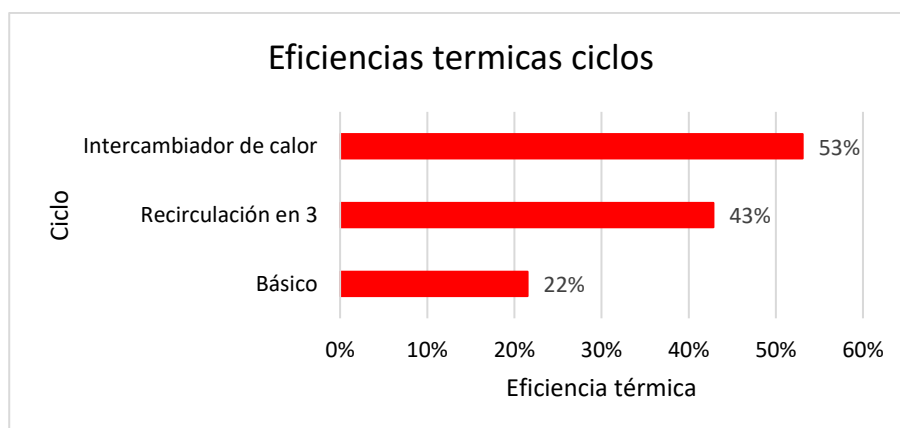
En el condensador se presenta en la diferencia de entropías por irreversibilidades un valor de cero, debido a que la relación entre el calor y la temperatura son exactamente iguales al cambio de entropía, lo cual no significa que el proceso sea isentrópico e irreversible, debido a que no es posible porque siempre se presenta una generación de entropía asociado al calor, también se presenta una eficiencia exergética del 100% en el condensador, ya que la ecuación para hallar este valor necesita la exergía destruida, que es igual a cero, ecuación presentada en la Tabla 51. El comportamiento descrito anteriormente para el condensador se toma en cuenta para los análisis exergéticos de todos los diseños planteados en este trabajo de investigación.

## 5.8 Análisis de resultados

Mediante la metodología utilizada para el diseño, se dio inicio desde un ciclo Rankine básico convencional, buscando una configuración más eficiente para lograr determinar el diseño más óptimo del ciclo Rankine utilizando cascarilla de arroz como combustible, la eficiencia y el calor de entrada en la caldera de las principales configuraciones se presentan en la figura 26 y 27.

**Figura 26.**

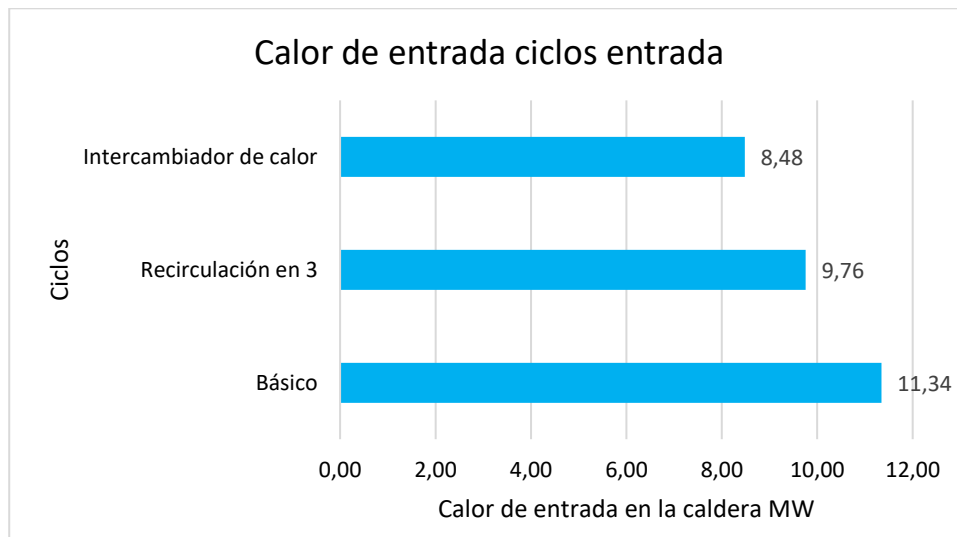
Eficiencias térmicas del ciclo



**Nota.** En la figura se presentan las eficiencias térmicas de las principales configuraciones diseñadas para el ciclo Rankine utilizando cascarilla de arroz como combustible.

**Figura 27.**

*Calor de entrada en la caldera de los ciclos*



**Nota.** En la figura se presentan el calor de entrada de las principales configuraciones diseñadas para el ciclo Rankine utilizando cascarilla de arroz como combustible.

Se puede concluir a través de la figura 26 y 27, que la eficiencia térmica del ciclo Rankine aumento a razón de la búsqueda de un mejor aprovechamiento de la energía suministrada al ciclo a través de equipos y distintas configuraciones del proceso, esto se refleja en la disminución del calor requerido a medida que aumenta la eficiencia térmica del ciclo.

También se puede evidenciar, que al aprovechar el exceso de vapor como energía térmica para el secado del arroz se obtiene una mejora en la eficiencia térmica del ciclo.

### **5.8.1 Análisis de la energía producida por kilogramo de cascarilla**

Es importante conocer la relación entre la energía que se puede obtener por cada kilogramo de cascarilla de arroz como combustible a través de un ciclo Rankine, conociendo el flujo de cascarilla necesario y el flujo de vapor en el ciclo, se obtiene la relación mencionada, en la tabla 55 se muestra el resultado del cálculo para el diseño más óptimo.

**Tabla 55.**

*Energía por kg de cascarilla*

Energía por Kg de Cascarilla		Unidades
Flujo Cascarilla	4.108,97	kg/h
Flujo de vapor	15.978,21	kg/h
Relación F. Cascarilla/F. Vapor	3,89	-
Trabajo turbina	924,10	kJ/kg
Energía por Kg de Cascarilla	3.593,49	kJ/kg

**Nota.** En la tabla se representa la energía producida por cada kilogramo de cascarilla en el ciclo.

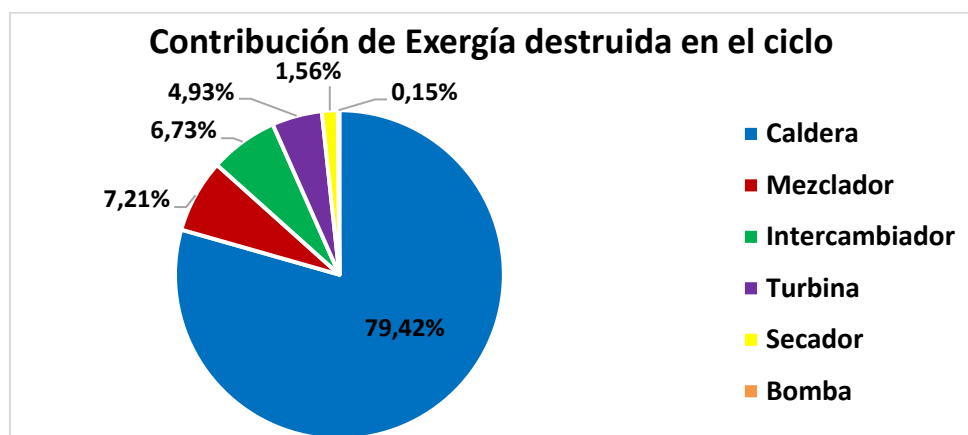
Se obtiene como resultado que la cascarilla de arroz que ingresa para la combustión y su posterior aprovechamiento energético a través del ciclo Rankine más óptimo desarrollado en esta investigación, produce 3.593,49 kJ por cada 1 kg de cascarilla de arroz.

### **5.8.2 Análisis del porcentaje de exergía destruida en los equipos**

En la figura 28 se muestra el porcentaje de incidencia en la exergía destruida de cada uno de los equipos que componen el ciclo Rankine más óptimo desarrollado en esta investigación, utilizando cascarilla de arroz como combustible e incorporando un proceso de secado.

**Figura 28.**

*Porcentaje de exergía destruida de los equipos*



**Nota.** En la figura se representa el porcentaje de exergía destruida de los equipos que componen el ciclo Rankine.

En la figura 28 se evidencia que la tendencia es que los equipos que mayor porcentaje de exergía destruida presentan, son aquellos donde se tiene un proceso de transferencia de calor, donde a mayor sea la transferencia de calor, mayor será el porcentaje de incidencia en la exergía destruida en el ciclo, resaltando el gran porcentaje de exergía destruida que representa la caldera.

## **5.9 Variación de parámetros**

Con base en la configuración más óptima del ciclo presentada en la sección 5.7.2 Flujo másico orgánico máximo de combustible, se realiza la variación de parámetros para analizar los cambios que se pueden llegar a producir, se efectúa la variación en el flujo de combustible, la temperatura del estado 2 y estado 2' y en la presión en el estado 5, salida de la turbina.

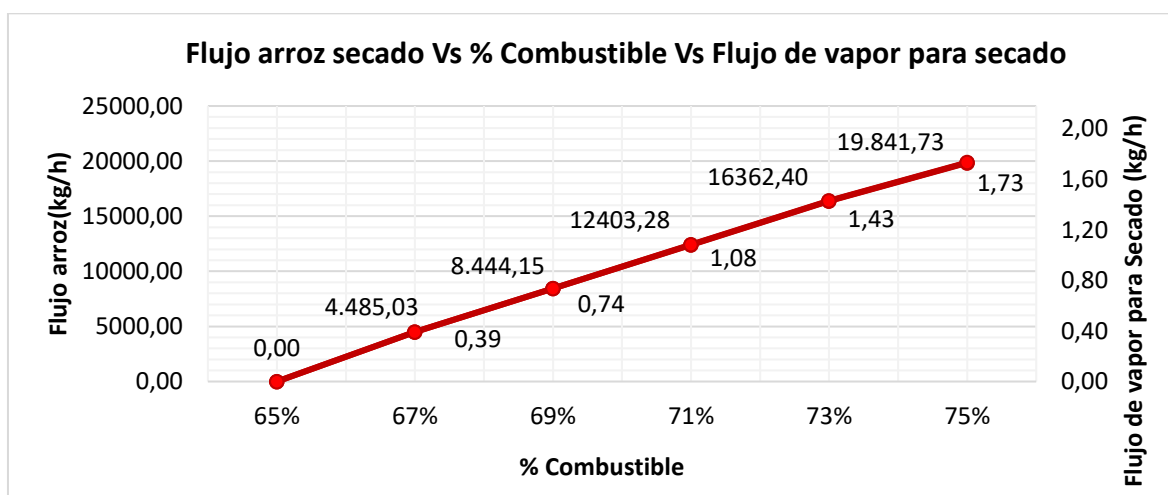
### **5.9.1 Variación de flujo masico orgánico de combustible**

Se realiza la variación del flujo masico orgánico del combustible respecto al 100% de cascarilla de arroz disponible en la planta Diana corporación/Vía Morichal. Teniendo en cuenta que el flujo máximo para el diseño más óptimo representa el 75% equivalente a un flujo de 3.455,82 kg/h, y que cuando no es necesario el uso del sistema de secado y no se tiene el flujo masico máximo de combustible disponible, se debe garantizar un flujo mínimo de combustible para generar la energía eléctrica a través de la turbina, que representa el 65% respecto a la producción total, que equivale a un flujo de 2.992,47 kg/h.

En la figura 29 se muestra la relación del Flujo arroz secado y el Flujo de vapor para el secado con el porcentaje de combustible necesario.

**Figura 29.**

*Flujo arroz secado Vs % Combustible Vs Flujo de vapor para secado*



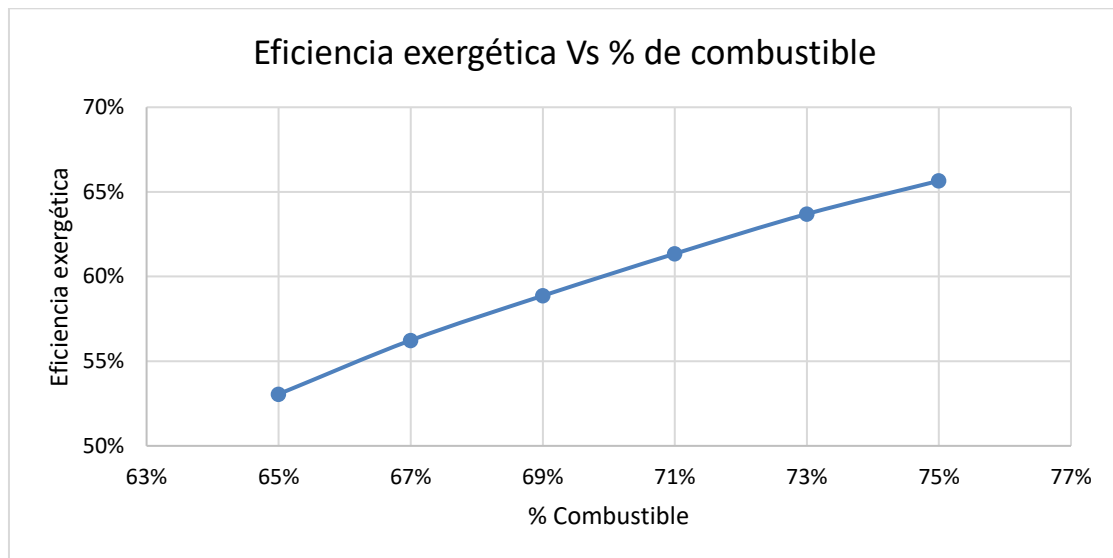
**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la variación del combustible con respecto al flujo de arroz secado y el flujo de vapor destinado para el secado del arroz.

A partir de la configuración más eficiente utilizando un flujo masico máximo de combustible según la producción de cascarilla de arroz de la planta Diana Corporación/Vía morichal, se realizó la variación del porcentaje de combustible donde se evidencia mediante la figura 29, una relación directamente proporcional entre el porcentaje de combustible utilizado con el flujo de arroz secado y el flujo de vapor destinado para el secado del arroz. Con un porcentaje de combustible del 69%, que equivale a un flujo de 3.189,66 kg/h, el sistema tiene la capacidad de secar un flujo de arroz de 8.444,15 kg/h con un flujo de vapor de 0,74 kg/h.

5.9.1.i. Análisis exergético. A través de la figura 30 se quiere conocer la variación de la eficiencia exergética como consecuencia del cambio en el flujo masico orgánico de combustible en el ciclo más óptimo.

**Figura 30.**

*Eficiencia exergética con variación de flujo masico*



**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la eficiencia exergética con respecto a la variación del combustible

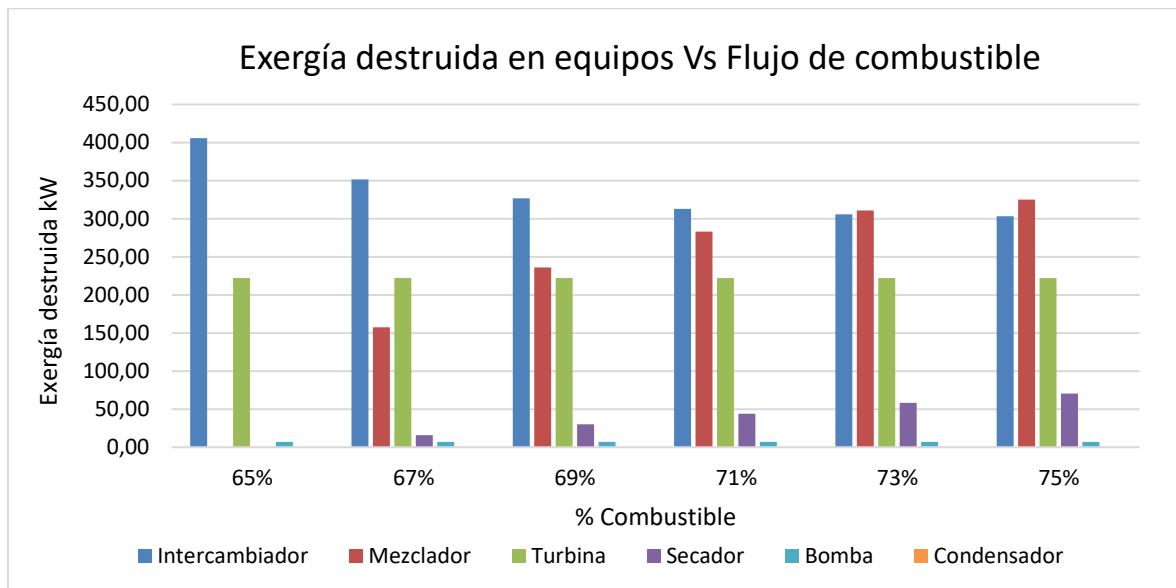
Se puede evidenciar que a medida que aumenta el porcentaje de combustible utilizado, se incrementa la eficiencia exergética, debido al aumento de la eficiencia térmica, debido a que el sistema tiene la capacidad de secar más arroz, obteniendo una eficiencia exergética del 66% cuando se utiliza el máximo de combustible que puede utilizar el sistema, obteniendo las condiciones más óptimas.

Es importante conocer la exergía destruida para cuantificar las pérdidas en cada uno de los equipos, los resultados se presentan en la figura 31.



**Figura 31.**

*Exergía destruida en equipos con variación de flujo de combustible*

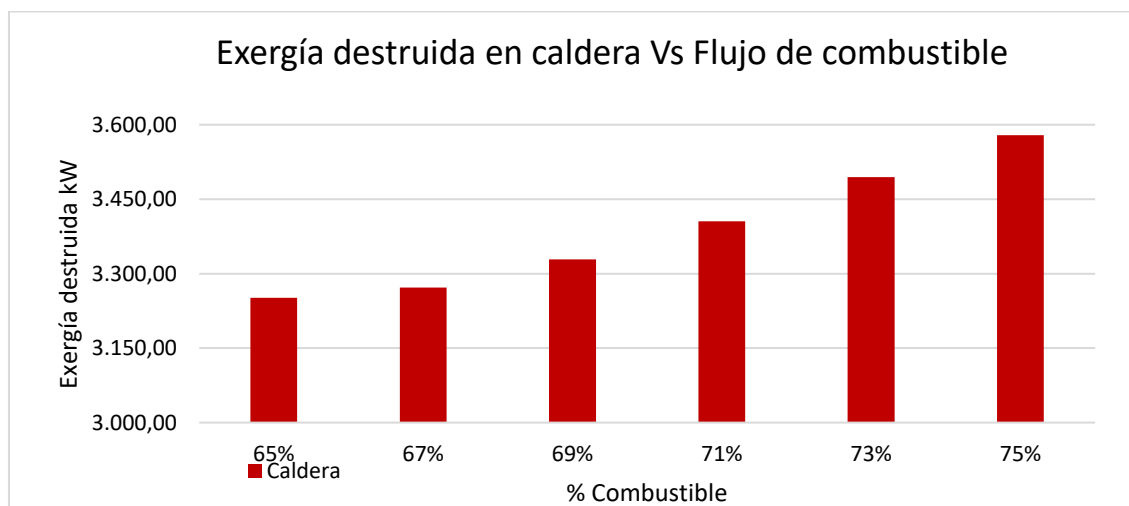


**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la exergía destruida de los equipos con respecto a la variación del combustible.

Los resultados de la exergía destruida en la caldera se presentan en la figura 32, debido a las grandes proporciones de exergía destruida.

**Figura 32.**

*Exergía destruida en la caldera con variación de flujo de combustible*



**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la exergía destruida de la caldera con respecto a la variación del combustible.

En el intercambiador de calor se puede observar que existe un comportamiento inverso entre su exergía destruida y el aumento del porcentaje de combustible, debido a que entre menor es el porcentaje de combustible, mayor es el calor que debe transferir al fluido, por lo tanto, la exergía destruida aumenta.

En el mezclador cuando se tiene un flujo de combustible del 65% no presenta exergía destruida debido a que no cumple la función de mezclar dos flujos ya que no existe flujo de vapor para el proceso de secado. A medida que aumenta el flujo de combustible, la exergía destruida aumenta ya que es mayor el exceso de energía que es destinado para el secado. La misma tendencia se puede observar para el secador.

En la turbina y en la bomba se presenta una exergía destruida constante debido a que se asegura que el flujo de vapor siempre sea el requerido para el funcionamiento de la turbina (2,71 kg/s), En el condensador se presenta una exergía destruida igual a cero debido a que la diferencia de entropías por irreversibilidades es igual a cero, ya que la relación entre el calor y la temperatura son exactamente iguales al cambio de entropía.

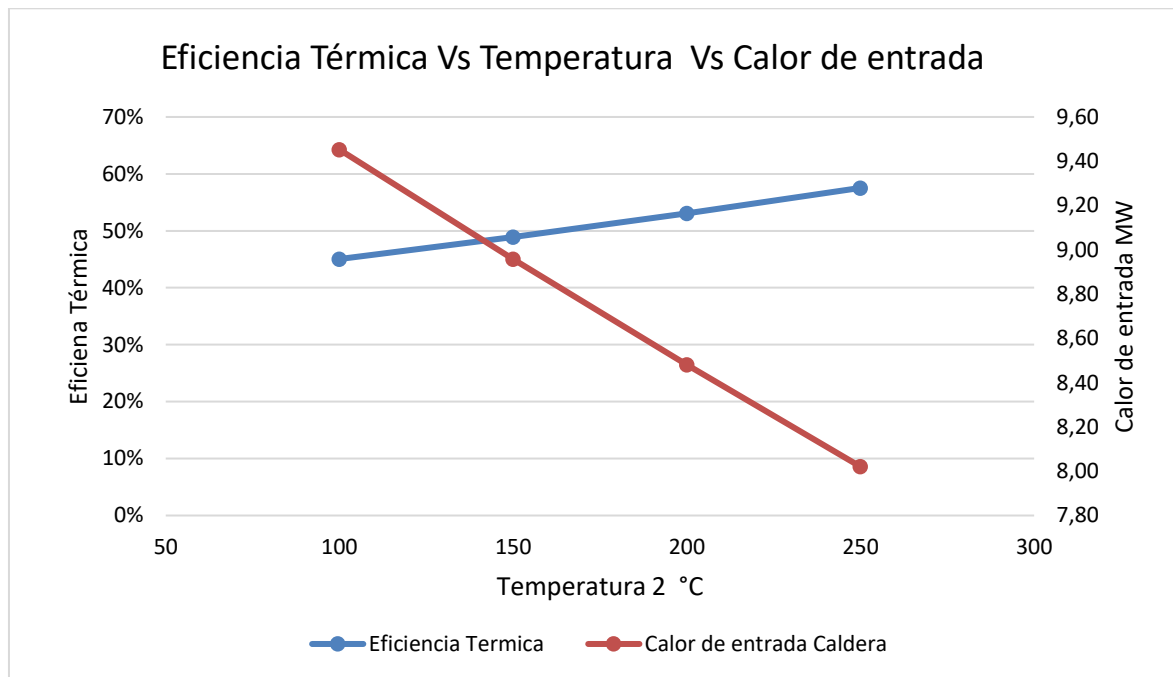
La caldera tiene los mayores valores de exergía destruida ya que presenta una mayor transferencia de calor, esta aumenta a medida que crece el porcentaje de combustible utilizado, ya que es mayor el calor transferido en la caldera.

### **5.9.2 Variación de temperatura en el estado 2**

Se calcula la variación de la variación en la temperatura en la salida de los gases de combustión de la caldera y la entrada del intercambiador para el precalentamiento (Estado 2). Se realiza el aumento y la disminución de la temperatura para efectuar el análisis del ciclo. En la figura 33 se muestra la eficiencia térmica y calor de entrada con Variación de la temperatura estado 2.

**Figura 33.**

*Eficiencia térmica y calor de entrada con Variación de la Temperatura estado 2*



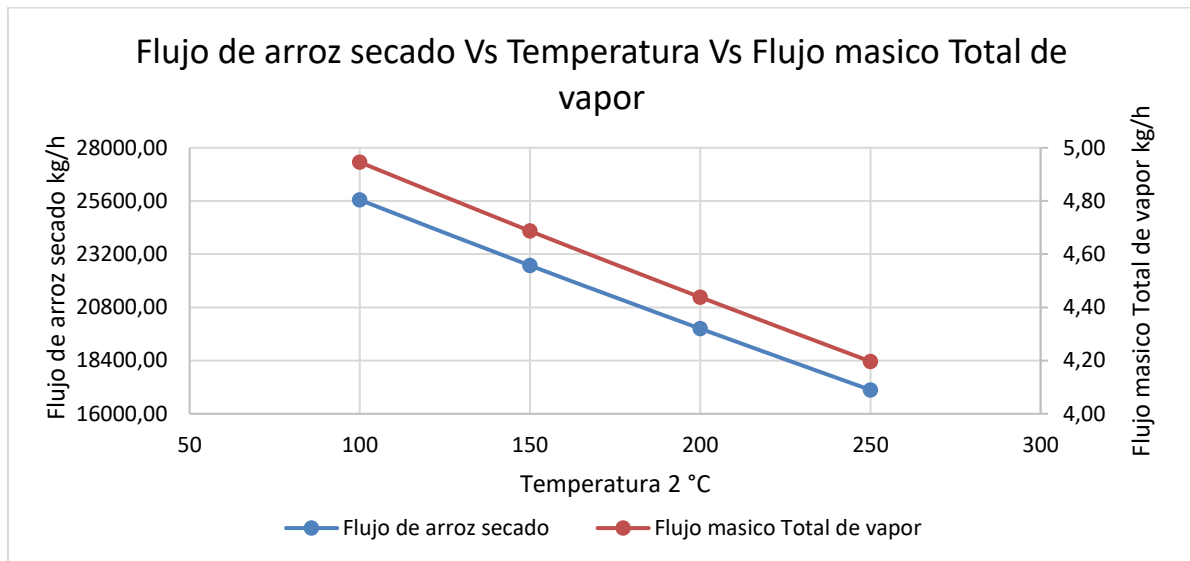
**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la variación de la eficiencia térmica y el calor de entrada en la caldera con respecto a la temperatura en el estado 2.

Al realizar la variación de la temperatura en el estado 2, se evidencia que a medida que aumenta la temperatura, el calor de entrada a la caldera disminuye, debido a que se reduce la diferencia entre las temperaturas de los estados 1 y 2, como consecuencia se evidencia un comportamiento contrario en la eficiencia térmica, la cual aumenta debido a que la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del intercambiador de calor es mayor, produciendo el aumento del calor cedido a través del intercambiador de calor. Se tiene un aprovechamiento de energía térmica en el intercambiador, la cual influye en mayor medida al aumento de la eficiencia térmica del ciclo.

En la figura 34 se muestra el flujo de arroz secado y flujo masico total de vapor con variación en la temperatura del estado 2

**Figura 34.**

*Flujo de arroz secado y flujo masico total de vapor con variación en la temperatura del estado 2*



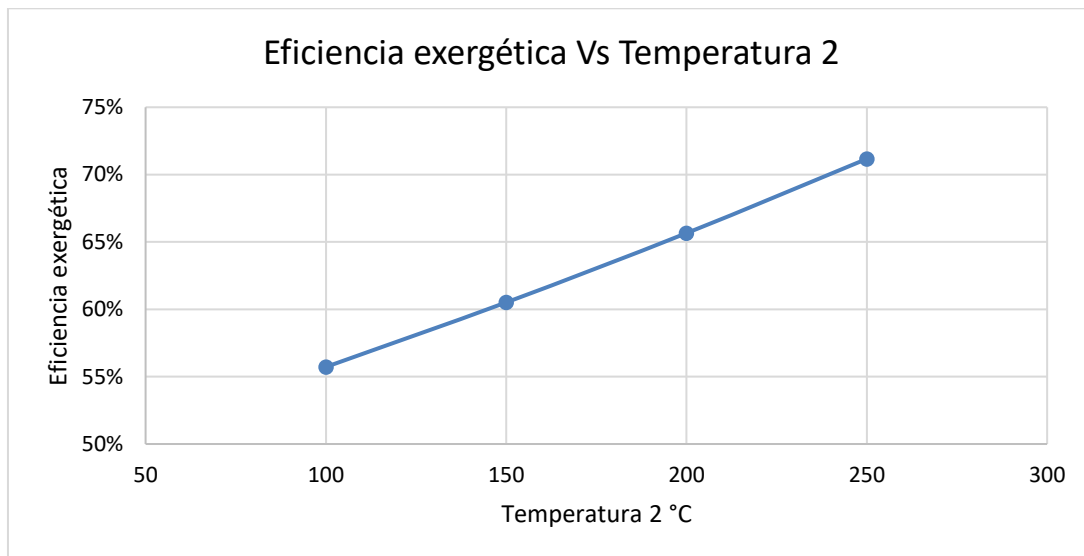
**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la variación del flujo de arroz que se puede secar y el flujo masico total de vapor con respecto a la temperatura en el estado 2.

Conforme aumenta la temperatura del estado 2, se reduce la capacidad de producción de flujo masico total de vapor, debido a que disminuye el calor de entrada en la caldera, por lo tanto, se produce una disminución del exceso de energía destinado para el secado, como resultado se ve afectada la capacidad del sistema de secado de arroz debido a que se reduce la diferencia entre las temperaturas de los estados 1 y 2.

5.9.2.i. Análisis exergético. En la figura 35 se muestra la variación eficiencia exergética como consecuencia del cambio en la temperatura del estado 2 en el ciclo más óptimo.

**Figura 35.**

*Eficiencia exergética con variación en la temperatura 2*



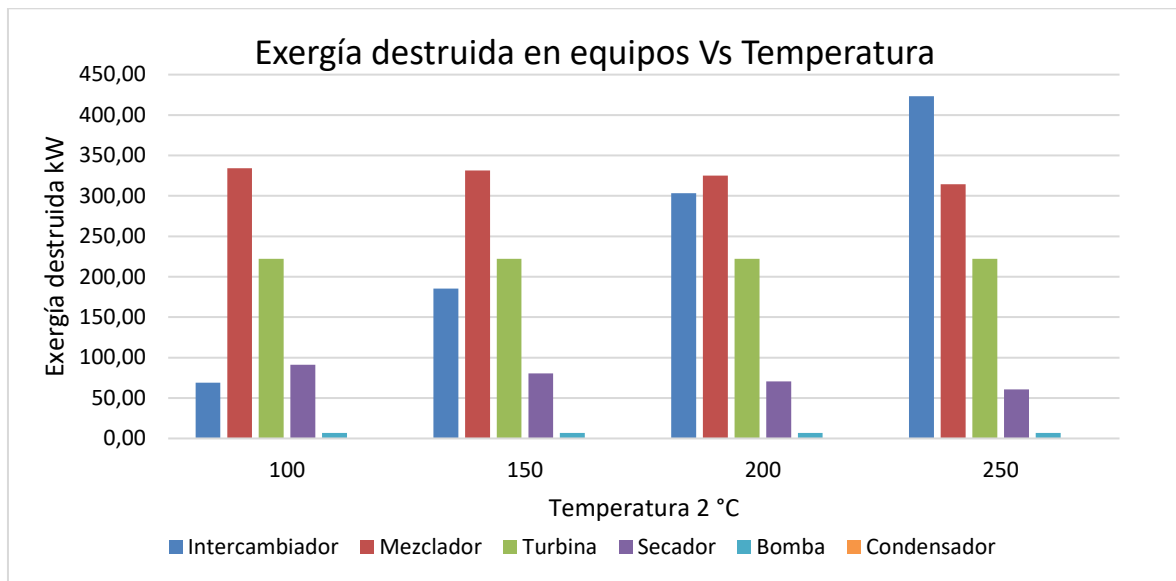
**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la eficiencia exergética con respecto a la variación en la temperatura del estado 2.

La eficiencia exergética del ciclo aumenta a medida que es mayor la temperatura del estado 2, ya que la diferencia entre la temperatura de los estados 1 y 2 disminuye, por lo tanto, la diferencia de temperaturas entre los estados 2 y 2' es mayor, lo que significa una mayor transferencia de calor a través del intercambiador, afectando en mayor medida el aumento de la eficiencia térmica debido a que es un aprovechamiento directo de la energía térmica y por ende el aumento de la eficiencia exergética.

Es importante conocer la exergía destruida para cuantificar las pérdidas en cada uno de los equipos, los resultados se presentan en la figura 36.

**Figura 36.**

*Exergía destruida en equipos con variación en la temperatura del estado 2*

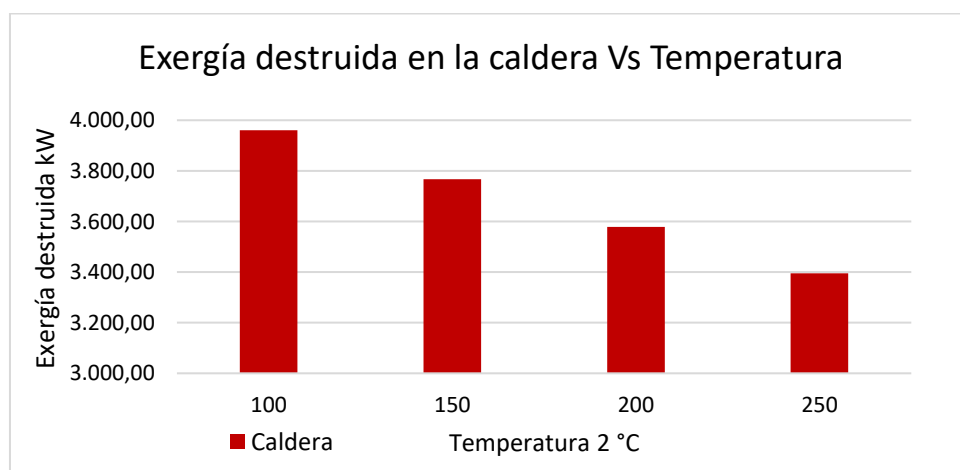


**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la exergía destruida de los equipos con respecto a la variación de la temperatura en el estado 2.

Los resultados de la exergía destruida en la caldera se presentan en la figura 37, debido a las grandes proporciones de exergía destruida.

**Figura 37.**

*Exergía destruida en la caldera con variación en la temperatura del estado 2*



**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la exergía destruida de la caldera con respecto a la variación de la temperatura del estado 2.

La exergía destruida en el intercambiador aumenta a medida que es mayor la temperatura del estado 2, debido a que va creciendo la diferencia entre las temperaturas de los estados 2 y 2', por tal motivo es mayor el calor transferido a través del intercambiador de calor.

En el mezclador la exergía destruida disminuye a razón de que aumenta la temperatura del estado 2, debido a que se genera menor flujo de vapor en el sistema, ya que disminuye el calor de entrada en el ciclo, por este motivo el exceso de energía destinado al proceso de secado disminuye, entonces es menor la relación de energía entre los fluidos que entran al mezclador. La misma tendencia se observa en el secador.

En la turbina y en la bomba se presenta una exergía destruida constante debido a que se asegura que el flujo de vapor siempre sea el requerido para el funcionamiento de la turbina (2,71 kg/s).

En la caldera se presenta una disminución en la exergía destruida a medida que aumenta la temperatura del estado 2, ya que se reduce la diferencia de temperaturas entre el estado 1 y 2, por ende, el calor de entrada es menor.

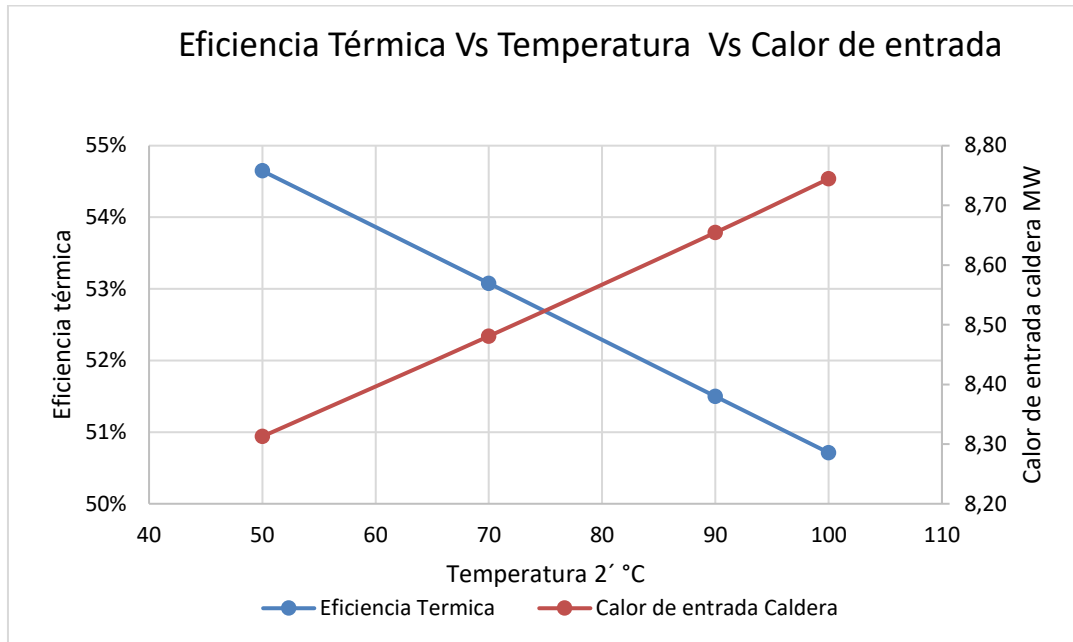
### **5.9.3 Variación de temperatura en el estado 2'**

Se realiza la variación en la temperatura de los gases de combustión a la salida del intercambiador de calor donde se efectúa el precalentamiento (Estado 2'). Se realiza el aumento y la disminución de la temperatura para ejecutar el análisis del ciclo.

En la figura 38 se presenta la variación de la eficiencia térmica y el calor de entrada en la caldera respecto a la variación en la temperatura del estado 2'.

**Figura 38.**

*Eficiencia térmica y calor de entrada a la caldera con variación en la temperatura del estado 2´*



**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la variación de la eficiencia térmica y el calor de entrada en la caldera con respecto a la temperatura en el estado 2´.

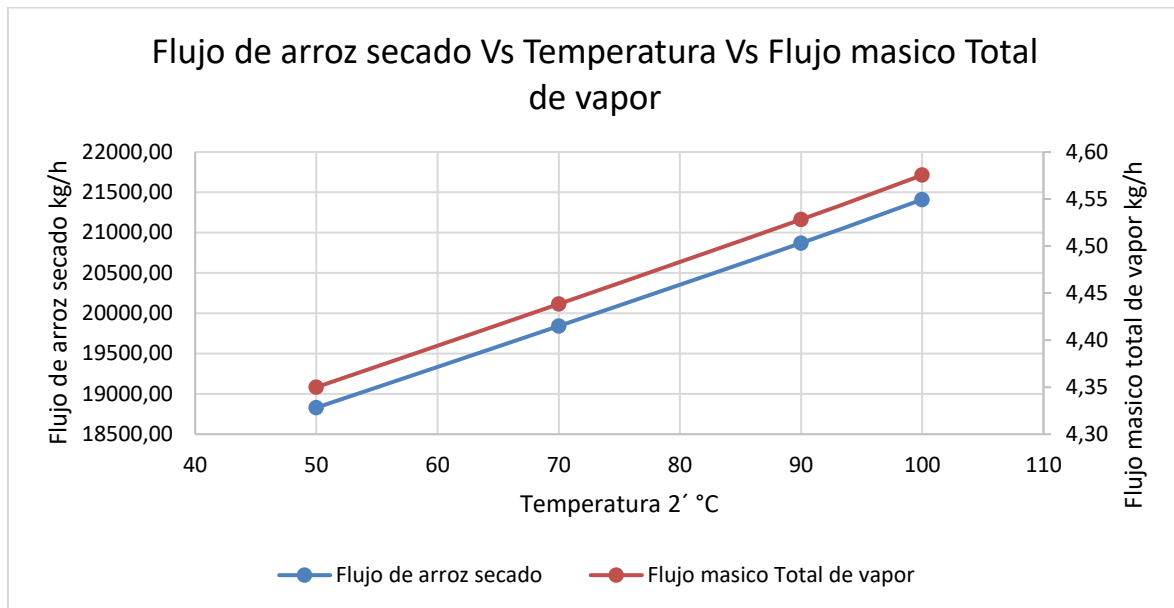
Se evidencia que la eficiencia térmica del ciclo disminuye a medida que aumenta la temperatura del estado 2´, ya que el calor cedido a través del intercambiador de calor es menor, debido a que la diferencia entre las temperaturas de los estados 2 y 2´ también disminuye, y a su vez el calor de entrada en la caldera aumenta para obtener el máximo rendimiento del ciclo.

En la figura 39 se muestra el cambio en el flujo de arroz que se puede secar y el flujo masico total de vapor que se puede producir variando la temperatura del estado 2´.



**Figura 39.**

*Flujo de arroz secado y flujo masico total de vapor con variación en la temperatura del estado 2*



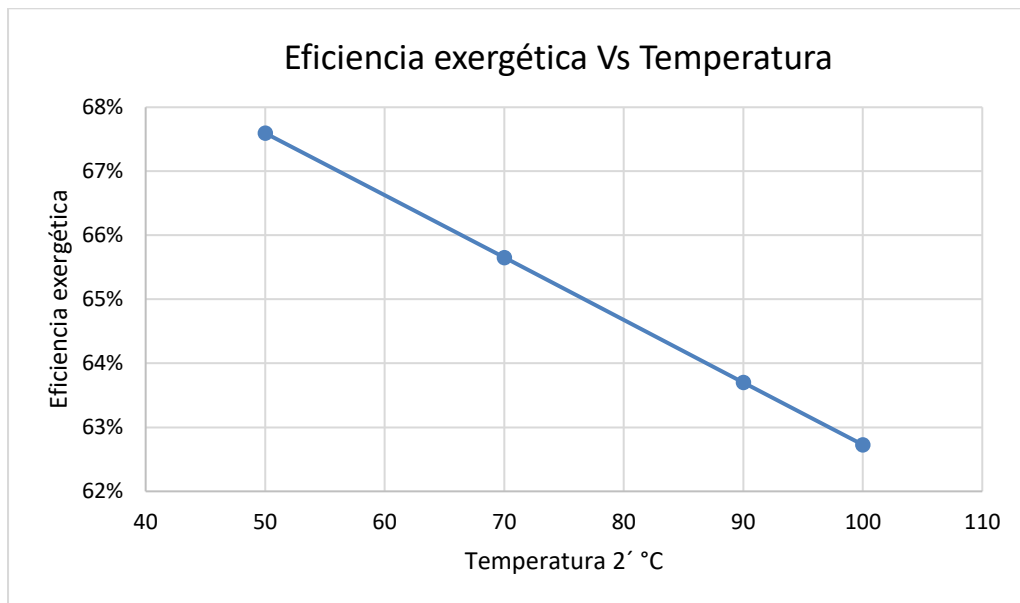
**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la variación del flujo de arroz que se puede secar y el flujo masico total de vapor con respecto a la temperatura en el estado 2'.

Cuando aumenta la temperatura del estado 2', el flujo masico total de vapor es mayor, debido a que al disminuir la diferencia de temperaturas entre los estados 2 y 2', es menor el calor cedido a través del intercambiador de calor y por esta razón la caldera aumenta su calor de entrada para obtener el máximo rendimiento en el ciclo, logrando aumentar el flujo de arroz que se puede secar en el proceso.

5.9.3.i. Análisis exergético. En la figura 40 se muestra la variación de la eficiencia exergética como consecuencia del cambio en la temperatura del estado 2' en el ciclo más óptimo.

**Figura 40.**

*Eficiencia exergética con variación en la temperatura 2'*



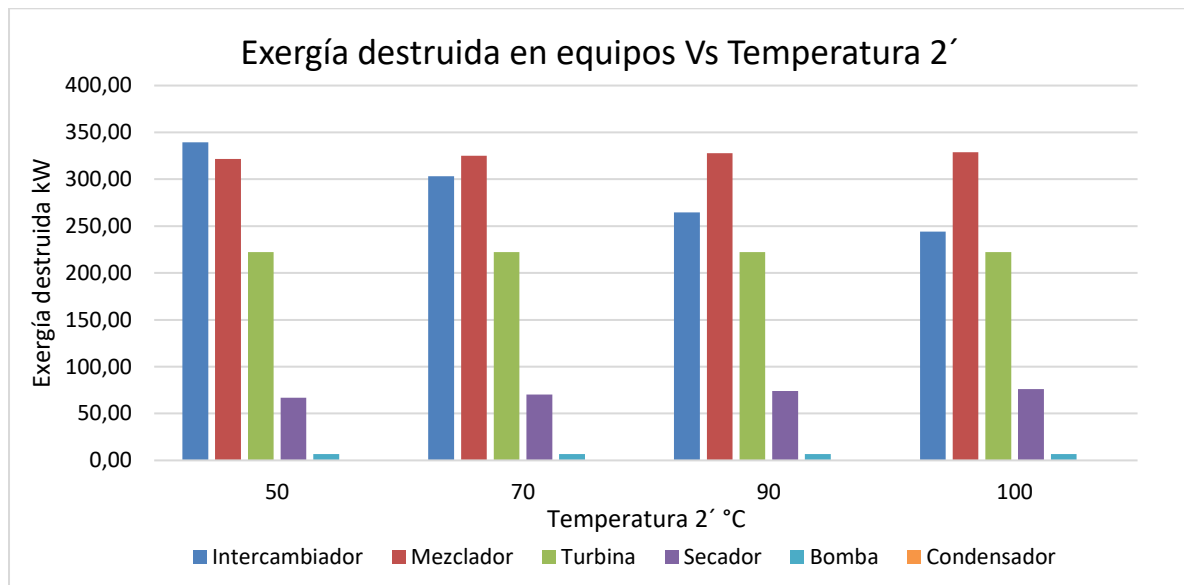
**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la eficiencia exergética con respecto a la variación en la temperatura del estado 2'.

Se puede evidenciar que la eficiencia exergética disminuye a medida que aumenta la temperatura del estado 2', por que disminuye la eficiencia térmica, ya que el aprovechamiento de energía térmica en el intercambiador de calor disminuye, debido a que se reduce la diferencia entre las temperaturas del estado 2 y 2'.

En la figura 41 se puede evidenciar la variación de la exergía destruida por cada uno de los equipos respecto a la temperatura del estado 2'.

**Figura 41.**

*Exergía destruida en equipos con variación en la temperatura del estado 2´*

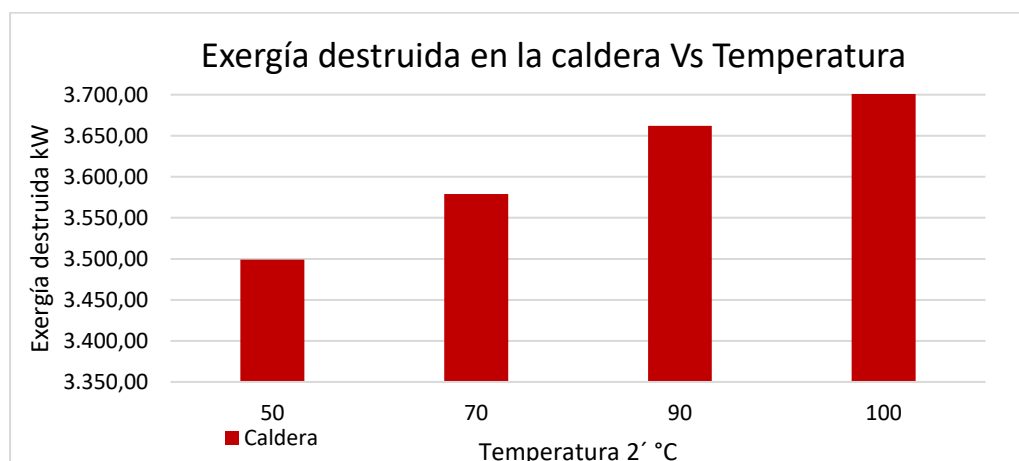


**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la exergía destruida de los equipos con respecto a la variación de la temperatura en el estado 2´.

Los resultados de la exergía destruida en la caldera se presentan en la figura 42, debido a las grandes proporciones de exergía destruida.

**Figura 42.**

*Exergía destruida en la caldera con variación en la temperatura del estado 2´*



**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la exergía destruida de la caldera con respecto a la variación en la temperatura del estado 2´.

En el intercambiador de calor la eficiencia exergética disminuye a medida que aumenta la temperatura del estado 2', debido a que la diferencia entre las temperaturas de los estados 2 y 2' disminuye, por tal motivo disminuye el calor cedido en el intercambiador de calor.

La exergía destruida en el mezclador aumenta en una pequeña proporción a medida que la temperatura del estado 2' es mayor, debido a que el sistema tiene la capacidad de generar mayor flujo de vapor, al aumentar el calor de entrada en la caldera para obtener el máximo rendimiento en el ciclo, y por ende es mayor la energía transferida de la línea caliente a la línea fría por medio del mezclador. Se observa el mismo comportamiento en mayor medida en el secador.

En la turbina y en la bomba se presenta una exergía destruida constante debido a que se asegura que el flujo de vapor siempre sea el requerido para el funcionamiento de la turbina (2,71 kg/s).

En la caldera, la exergía destruida aumenta a medida que crece la temperatura del estado 2', ya que el sistema requiere un mayor flujo masico de combustible, como resultado aumentando el calor de entrada en la caldera y así obtener el máximo rendimiento del ciclo.

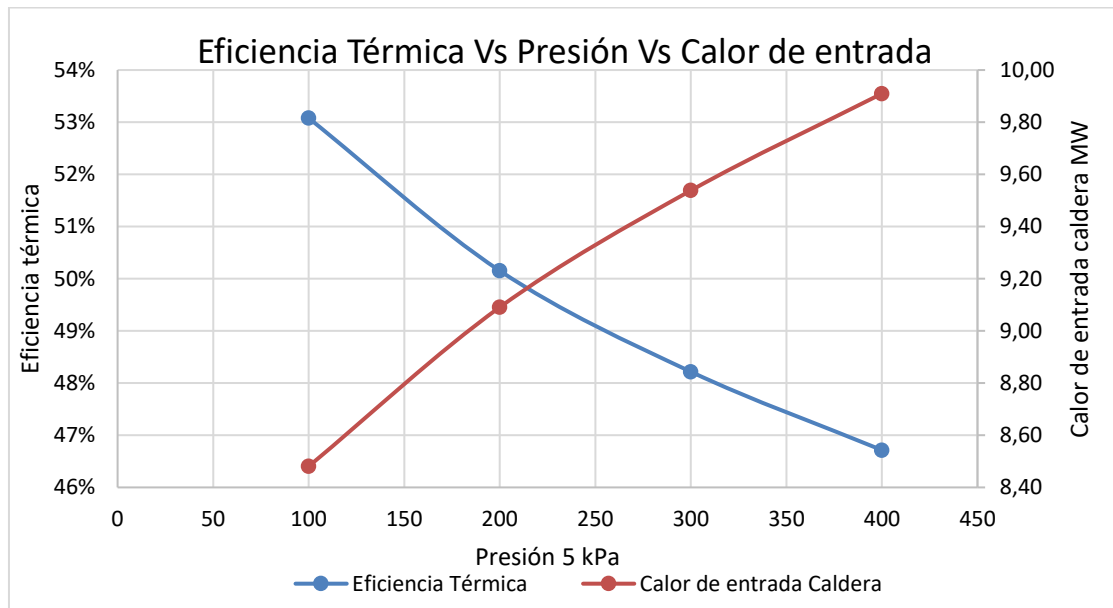
#### **5.9.4 Variación de la presión en el estado 5**

Se realiza la variación en la presión del estado 5, a la salida de la turbina, para conocer los efectos en el ciclo más óptimo. Se efectúa el aumento de la presión para ejecutar el análisis del ciclo, no se realiza una disminución en la presión debido a que se tiene por criterio como mínimo la presión atmosférica, presión del estado más óptimo.

En la figura 43 se muestra la variación de la eficiencia térmica y el calor de entrada respecto a la en la presión del estado 5.

**Figura 43.**

*Eficiencia térmica y calor de entrada a la caldera con variación en la presión del estado 5*



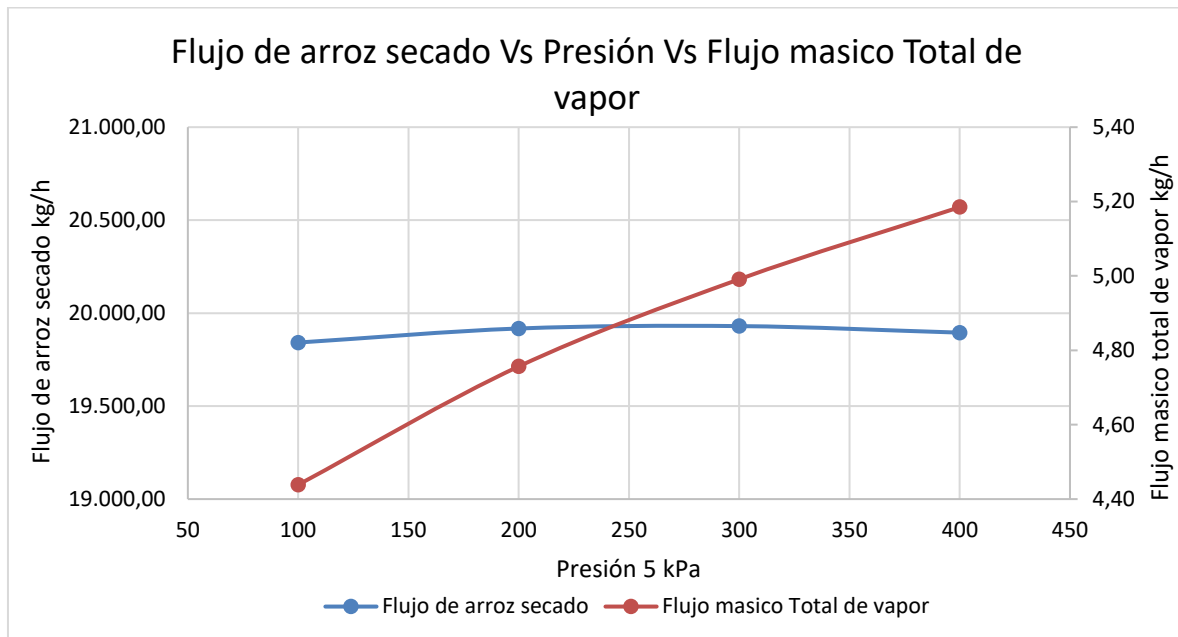
**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la variación de la eficiencia térmica y el calor de entrada en la caldera con respecto a la presión en el estado 5.

Se puede evidenciar que el calor de entrada a la caldera aumenta a medida que es mayor la presión del estado 5, debido a que la turbina requiere un mayor flujo masico de vapor para funcionar a máximo rendimiento, lo cual requiere un mayor flujo de combustible. La eficiencia térmica del ciclo disminuye ya que el sistema requiere más combustible para entregar la misma energía.

En la figura 44 se muestra el cambio en el flujo de arroz que se puede secar y el flujo masico total de vapor que se puede producir variando la presión en el estado 5.

**Figura 44.**

*Flujo de arroz secado y flujo masico total de vapor con variación en la presión del estado 5*



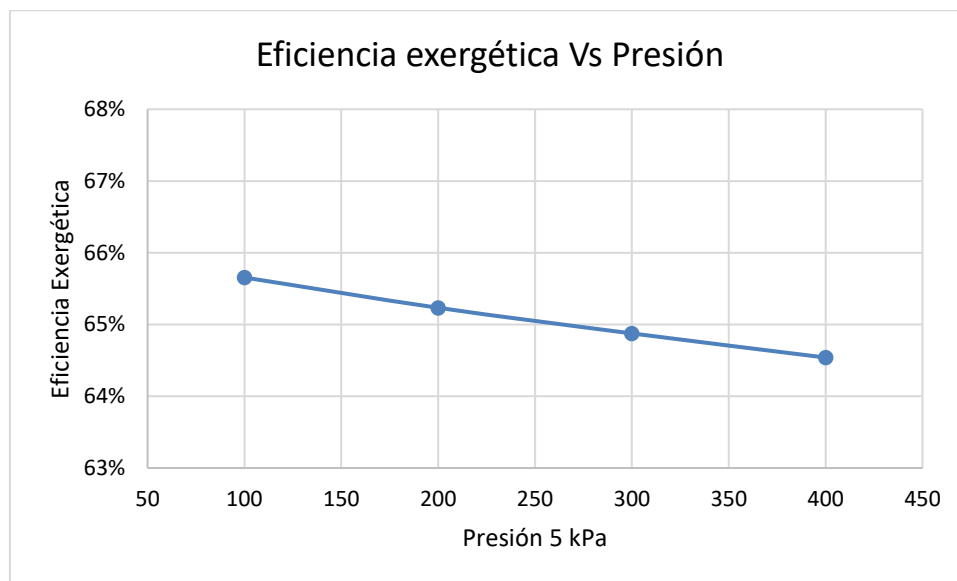
**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la variación del flujo de arroz que se puede secar y el flujo masico total de vapor con respecto a la presión en el estado 5.

El flujo masico total de vapor producido por el ciclo aumenta a medida que es mayor la presión en el estado 5, debido a que el sistema requiere mayor calor de entrada, ya que la turbina requiere un mayor flujo masico de vapor para trabajar a su máximo rendimiento, por lo tanto, el flujo de arroz que se puede secar no presenta variaciones significativas, ya que el flujo masico adicional generado está destinado únicamente para la turbina.

5.9.4.i. Análisis exergético. En la figura 45 se muestra la variación de la eficiencia exergética como consecuencia del cambio en la presión del estado 5 en el ciclo más óptimo.

**Figura 45.**

*Eficiencia exergética con variación en la presión del estado 5*



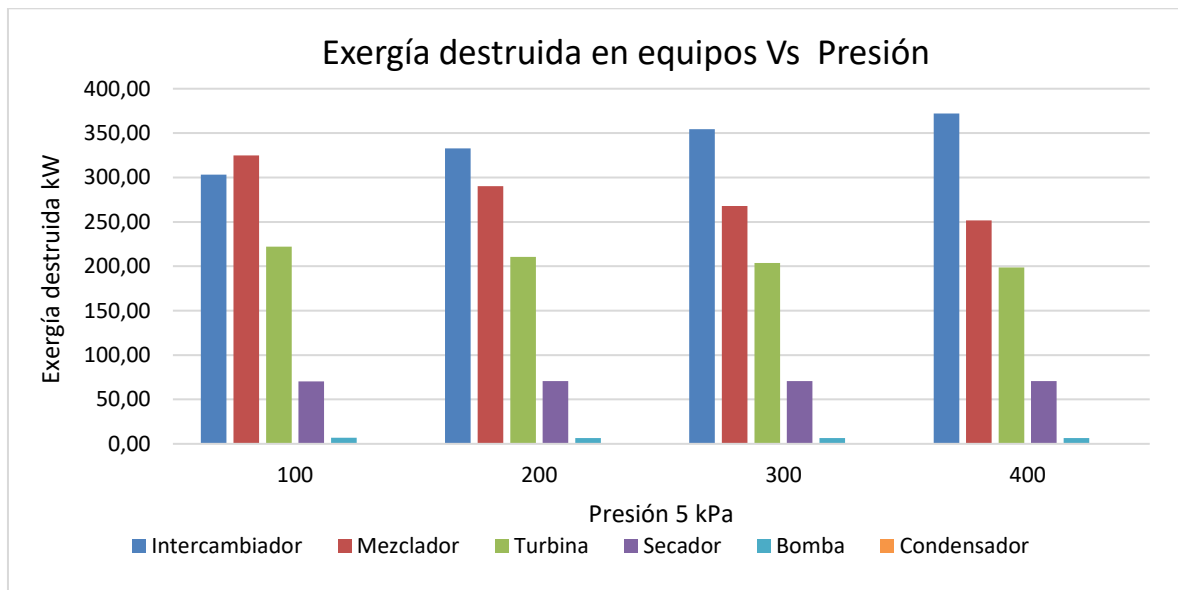
**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la eficiencia exergética con respecto a la variación en la presión del estado 5.

La eficiencia exergética se ve afectada a medida que aumenta la presión en el estado 5, debido a que la eficiencia térmica y la eficiencia máxima disminuyen, ya que el sistema requiere mayor flujo masico de combustible para entregar la misma energía para funcionar a máximas condiciones.

En la figura 46 se puede evidenciar la variación de la exergía destruida por cada uno de los equipos respecto a la presión del estado 5.

**Figura 46.**

*Exergía destruida en equipos con variación en la presión del estado 5*

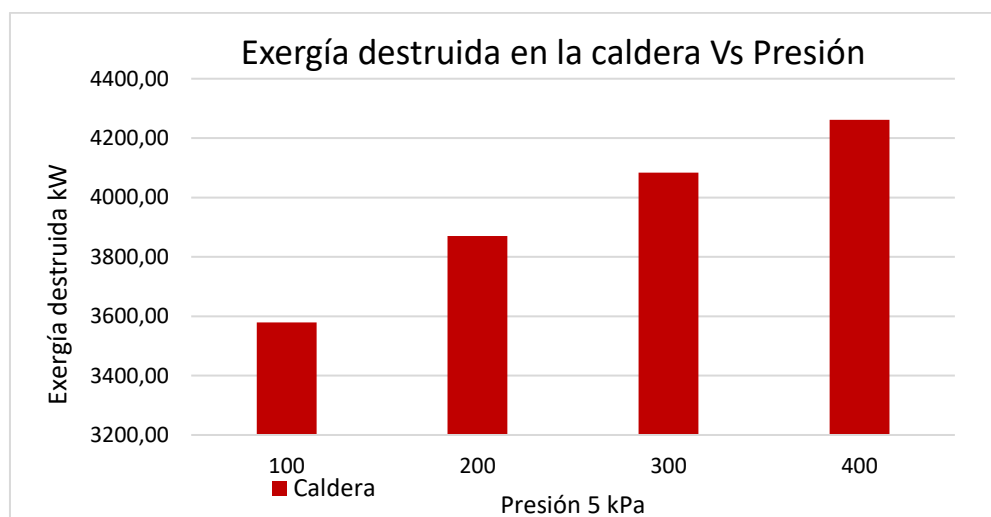


**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la exergía destruida de los equipos con respecto a la variación de la presión en el estado 5.

Los resultados de la exergía destruida en la caldera se presentan en la figura 47, debido a las grandes proporciones de exergía destruida.

**Figura 47.**

*Exergía destruida en la caldera con variación en la presión del estado 5*



**Nota.** En la figura se muestran los resultados de la exergía destruida de la caldera con respecto a la variación de la presión en el estado 5.



En el intercambiador de calor la exergía destruida aumenta a medida que crece la presión en el estado 5, ya que el sistema tiene la capacidad de producir mayor flujo de vapor, por lo tanto, se presenta más flujo de energía en el intercambiador.

En el mezclador la exergía destruida es menor a medida que es mayor la presión en el estado 5, como resultado de la disminución entre la diferencia de la energía de los flujos que entran al mezclador, debido a la disminución de las temperaturas de los estados 3' y 4'.

En la turbina y en la bomba disminuye la exergía destruida a medida que aumenta la presión del estado 5, debido a que la diferencia entre las entropías de la entrada y la salida de los equipos disminuye.

En el proceso de secado del arroz, no se presentan variaciones significativas en la exergía destruida a medida que aumenta la presión en el estado 5, a pesar de que aumenta el flujo de vapor generado por el ciclo, este flujo está destinado únicamente para el funcionamiento de la turbina.

En la caldera, la exergía destruida aumenta a medida que crece la presión del estado 5, ya que el sistema requiere un mayor flujo masico de combustible para cumplir los requerimientos de la turbina, como resultado aumentando el calor de entrada en la caldera.

## 6. ANÁLISIS COMPARATIVO DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

Tomando la investigación “Diseño de un sistema de generación termoeléctrica a partir de la cascarilla de arroz, para satisfacer la demanda energética de la empresa agroindustrias Mhil SAC, Picota – 2018” realizada por Ríos de La Universidad Cesar Vallejo [45], donde a través de un ciclo Rankine básico convencional utilizando cascarilla de arroz como combustible busca la generación de energía eléctrica, se realiza un análisis comparativo para confrontar resultados y lograr conocer semejanzas y/o diferencias, logrando obtener un análisis de coherencia en los resultados y así determinar la confiabilidad de la metodología utilizada en esta investigación.

La metodología usada para realizar el análisis comparativo es utilizar los parámetros de entrada planteados en la investigación seleccionada, tomando específicamente el calor de entrada en la caldera, datos técnicos de la turbina y las eficiencias isentrópicas en la turbina y la bomba, presentados en la tabla 56.

**Tabla 56.**

*Parámetros de la investigación seleccionada*

Parámetros		
Calor de entrada	5.129,62	kJ/s
Eficiencias consideradas		
$\eta$ isentrópicas Turbina	0,8	-
$\eta$ isentrópicas Bomba	0,8	-
Turbina		
Potencia Max	1.330	kW
T entrada	600	°C
P entrada	10.000	kpa
P salida	200	kpa

**Nota.** En la tabla se muestran los parámetros de la investigación “Diseño de un sistema de generación termoeléctrica a partir de la cascarilla de arroz, para satisfacer la demanda energética de la empresa agroindustrias Mhil SAC, Picota – 2018”. Tomado de: <https://repositorio.ucv.edu.pe/handle/20.500.12692/27115>

Estos valores se ingresan en la base de cálculo utilizada en esta investigación, con ayuda de la extensión de Microsoft Excel, CoolProp, para obtener los resultados del ciclo y lograr realizar el análisis comparativo en el ciclo Rankine básico convencional. En la tabla 57 se presenta los resultados aplicando la metodología utilizada en esta investigación.

**Tabla 57.**

*Resultados propios y de la investigación seleccionada*

Parámetros	Resultados propios	Resultados investigación seleccionada	Unidades
Flujo masico orgánico	0,5806	0,3455	kg/s
Flujo de vapor	1,651	1,6511	kg/s
Potencia bomba	21,09	21,41	kW
Q condensador	3.821,19	3.821,03	kW
Wneta	1.308,91	1.308,59	kW
$\eta_{th}$	25,52%	25,51%	-

**Nota.** En la tabla se muestran los resultados obtenidos aplicando la metodología utilizada en esta investigación en el diseño del ciclo Rankine convencional.

A través de la tabla 57 se comparan los resultados obtenidos aplicando la metodología utilizada en esta investigación, con los resultados obtenidos en la investigación seleccionada. Donde se puede evidenciar una diferencia entre los flujos masicos orgánicos de combustible utilizados, debido a que en la investigación seleccionada no se especifica los datos que se presentan en la combustión de la cascarilla de arroz, como la temperatura de flama adiabática y la temperatura de los gases de combustión a la salida de la caldera. Sin embargo, se presenta una similitud en los resultados obtenidos como en la eficiencia neta del ciclo, comprobando que la metodología utilizada para el desarrollo de esta investigación arroja resultados coherentes.

Con los parámetros de la investigación “Diseño de un sistema de generación termoeléctrica a partir de la cascarilla de arroz, para satisfacer la demanda energética de la empresa agroindustrias Mhil SAC, Picota – 2018” se realiza el cálculo en el diseño más optimo encontrado en esta investigación para analizar las mejoras obtenidas. Al aplicar el ciclo Rankine con el sistema de secado para aprovechar el

exceso de energía generada y el uso de un intercambiador de calor para realizar el precalentamiento del fluido antes de entrar a la caldera.

**Tabla 58.**

*Resultados de investigación seleccionada en el ciclo más óptimo*

Parámetros	Resultados propios	Unidades
Flujo masico orgánico	2090,25	kg/s
Flujo de vapor	2,19	kg/s
Potencia bomba	21,09	kW
Q condensador	3.822,59	kW
Wneta	2.273,86	kW
$\eta_{th}$	44,33%	-

**Nota.** En la tabla se muestran los resultados obtenidos tomando los resultados de la investigación seleccionada, aplicando la metodología utilizada en esta investigación en el diseño del ciclo más óptimo obtenido.

Se evidencia que se logra aumentar la eficiencia térmica del ciclo hasta un 44% gracias al aprovechamiento de la energía eléctrica y térmica, debido a la implementación de los equipos y configuraciones planteadas en esta investigación.

## 7. ANÁLISIS ECONÓMICO DEL CICLO RANKINE EN FUNCIÓN DEL ANÁLISIS EXERGÉTICO Y DE LAS EMISIONES DE DIÓXIDO DE CARBONO REDUCIDAS

### 7.1 Pérdidas económicas en función del análisis exergético

Al obtener la exergía destruida en kW de cada uno de los equipos presentes en el ciclo más óptimo obtenido en esta investigación, se realiza la multiplicación por las horas de funcionamiento en el mes (720 horas) por la cantidad de exergía destruida, para conocer las pérdidas en kWh al mes de cada equipo, donde a mayor exergía destruida mayores son las pérdidas económicas. Sabiendo que la tarifa del kWh en promedio para la industria en el mes de mayo del año 2021 de la empresa Enerca, que tiene cobertura en la zona donde se encuentra la planta Diana Corporación / Vía Morichal, es de 620,48 pesos colombianos por Kilovatio hora (COP kWh) [46]. Se obtiene las pérdidas económicas de cada uno de los equipos de ciclo Rankine más óptimo obtenido en la investigación, presentadas en la tabla 59.

**Tabla 59.**

*Pérdidas económicas en los equipos*

Equipo	Turbina	Condensador	Bomba	Mezclador	Unidades
$\Delta S_{irr}$	0,75	0,00	0,02	1,09	kJ/K*s
Ex Dest.	222,18	0,00	6,76	324,95	kW
horas /mes	720	720	720	720	h
Perdidas	159.970,63	0,00	4.865,62	233.961,83	kWh
Perdidas \$	99.258.575	0,00	3.019.018	145.168.637	\$
Equipo	Intercambiador	Caldera	Secador	Unidades	
$\Delta S_{irr}$	1,02	12,00	0,24	kJ/K*s	
Ex Dest.	303,29	3.579,14	70,46	kW	
horas /mes	720	720	720	h	
Perdidas	218.367,64	2.576.977,78	50.734,75	kWh	
Perdidas \$	135.492.755	1.598.963.175	31.479.900	\$	

**Nota.** En la tabla se muestran los resultados de las pérdidas económicas en cada uno de los equipos.

Las mayores pérdidas económicas se presentan en los equipos que tienen una exergía destruida mayor, haciendo énfasis especialmente en la caldera, ya que es el equipo que presenta una mayor transferencia de calor, que se representa en elevadas

pérdidas económicas, por esta razón se debe trabajar en reducir la exergía destruida en la caldera, para disminuir las pérdidas económicas en el ciclo.

## 7.2 Emisiones de dióxido de carbono mediante la combustión de la cascarilla de arroz

Con el objetivo de cuantificar las reducciones de las emisiones de CO<sub>2</sub> de la combustión de la cascarilla de arroz, se realiza una comparación de las emisiones generadas por termoeléctricas que utilizan gas natural y carbón como combustible, en la tabla 60 se presentan los factores de emisiones de CO<sub>2</sub> de los combustibles a comparar obtenidos de la UPME [47].

**Tabla 60.**

*Factor de emisiones de CO<sub>2</sub> combustibles fósiles*

Combustible	Factor Emisión CO <sub>2</sub>	Unidades
Carbón Genérico	2.534,81	kg CO <sub>2</sub> /Ton
Gas Natural Genérico	1,98	kg CO <sub>2</sub> /m <sup>3</sup>
Cascarilla de arroz	1.553,25	kgCO <sub>2</sub> /Ton

**Nota.** En la tabla se representa el factor de emisiones de CO<sub>2</sub> para el carbón genérico, el gas natural genérico y la cascarilla de arroz.

Es importante conocer el flujo de emisiones de CO<sub>2</sub> generadas por la combustión de la cascarilla de arroz, en la tabla 61 se muestra el resultado del cálculo para el ciclo “Flujo masico orgánico máximo de combustible”

**Tabla 61.**

Emisiones de CO<sub>2</sub> de la cascarilla de arroz

Emisiones CO <sub>2</sub> Cascarilla	Unidades
Flujo cascarilla	4.108,97 kg/h
	4,11 Ton/h
Emisiones CO <sub>2</sub>	6.382,26 kgCO <sub>2</sub> /h

**Nota.** En la tabla se representa las emisiones de CO<sub>2</sub> de la cascarilla de arroz.

Para el cálculo de las emisiones de CO<sub>2</sub> reducidas se realiza a través de un análisis comparativo, tomando como referencia las emisiones producidas por Termodorada 1

y por Zipa 2, que utilizan como combustible gas natural y carbón respectivamente, en la tabla 62 se presentan los resultados [48].

**Tabla 62.**

*Emisiones de CO<sub>2</sub> de Termodorada 1 y Zipa 2*

Termoeléctrica	Termodorada 1 Gas Natural	Unidades	Zipa 2 Carbón	Unidad
Consumo Combustible	2.224.567,81	m <sup>3</sup> /año	22.631,42	Ton/año
Capacidad efectiva neta	51	MW/año	34	MW/año
	51.000	kW/año	34.000	kW/año
Emisiones de CO <sub>2</sub>	4.405.979,00	kg CO <sub>2</sub> /año	57.366.417,62	kg CO <sub>2</sub> /año
	4.405,98	Ton. CO <sub>2</sub> /año	57.366,42	Ton. CO <sub>2</sub> /año

**Nota.** En la tabla se representan las emisiones de CO<sub>2</sub> de Termodorada 1 y Zipa 2.

Calculando la cantidad aproximada de combustible (gas natural y carbón) que es necesario para la producción de los 3,95 MW de energía requeridos por la planta Diana Corporación / Vía Morichal, mostrado en la tabla 27, se realiza el cálculo de las emisiones que se generan haciendo uso de los combustibles fósiles.

Mediante el uso de cascarilla de arroz como combustible a través del ciclo Rankine es posible autoabastecer energéticamente en un 63% de la energía necesaria por la planta Diana Corporación / Vía Morichal, que equivale a los 2,5 MW producidos por la turbina.

Debido a que la utilización de la biomasa como combustible con fines energéticos genera emisiones de CO<sub>2</sub> que se pueden considerar neutras, donde se igualan la retención y la liberación de CO<sub>2</sub> equivalente, siempre y cuando se empleen cantidades máximo iguales a la producción de biomasa del sistema del que se está obteniendo, ya que el CO<sub>2</sub> emitido por la combustión de la cascarilla de arroz ha sido absorbido previamente en el proceso de fotosíntesis natural del crecimiento de la planta [49].

Tomando en cuenta que el 37% restante de energía necesario por la planta Diana Corporación / Vía Morichal, se debería generar a partir de combustibles fósiles, se calcula aproximadamente el nuevo consumo de combustible fósil necesario, para así

conocer las nuevas emisiones de CO<sub>2</sub>, y, por lo tanto, obtener la diferencia equivalente a las emisiones reducidas utilizando la cascarilla de arroz como combustible.

En la tabla 63 se muestran las emisiones de CO<sub>2</sub> reducidas implementado el ciclo Rankine utilizando cascarilla de arroz como combustible.

**Tabla 63.**

Emisiones de CO<sub>2</sub> reducidas

Emisiones de CO <sub>2</sub>				
-	Gas natural	Unidades	Carbón	Unidades
Consumo de combustible Molino 100%	172.294,96	m <sup>3</sup> Gas. N.-año	2.629,24	Ton Carbón
Emisiones CO <sub>2</sub>	341.247,39	kg de CO <sub>2</sub> -año	6.664.627,93	kg CO <sub>2</sub> /Año
Nuevo consumo 37%	63.247,52	m <sup>3</sup> Gas. N.	965,16	Ton Carbón
Nuevas emisiones	125.268,03	kg CO <sub>2</sub> /Año	2.446.508,99	kg CO <sub>2</sub> /Año
Emisiones CO <sub>2</sub> reducidas	215.979,36	kg CO <sub>2</sub> /Año	4.218.118,94	kg CO <sub>2</sub> /Año

**Nota.** En la tabla se representan las emisiones de CO<sub>2</sub> reducidas.

En la tabla 63 se ve reflejado una importante disminución en las emisiones de CO<sub>2</sub> utilizando cascarilla de arroz como combustible, tanto para el proceso de generación de energía utilizando gas natural como al utilizar el carbón, evidenciando los beneficios del uso de esta biomasa para la generación de energía eléctrica. Esto significa una disminución en el impacto ambiental generado en la producción de energía eléctrica.



### 7.2.1 Impacto ambiental

En la siguiente figura, se presentan las ventajas o impacto ambiental que significa el uso de la cascarilla de arroz como combustible [50].

**Figura 48.**

*Impacto ambiental*



**Nota.** En la figura se presentan los beneficios ambientales que genera el uso de la cascarilla de arroz como combustible. Tomado de : Gobierno de Mexico, «gob.mx,» [En línea]. Disponible: <https://www.gob.mx/semarnat/articulos/beneficios-de-usar-energias-renovables-172766>. [Último acceso: 3 Junio 2021].

### 7.3 Beneficios Legales Según ley 1715 de 2014

Las reducciones de CO<sub>2</sub> a partir de la utilización de biomasa para la generación de energía eléctrica permite acceder a beneficios legales en Colombia determinados por

la Ley 1715 de 2014, es necesario tener en cuenta el marco normativo y las autoridades competentes presentadas en la tabla 64. [11]

**Tabla 64.**

*Marco Normativo Ley 1715 de 2014*

Ley	Decreto	Resolución
Ley 1715 de 2014 Art. 11, 12, 13 y 14	Decreto 2143 de 2015 del Ministerio Minas y Energía, Hacienda y Crédito Público, Comercio, Industria y Turismo y de Ambiente y Desarrollo Sostenible	Resoluciones 520 y 638 de 2007 y Resolución 143 de 2016 de la UPME-Registro de Proyectos.
		Resolución 045 de 2016 de la UPME.
		Resolución 1283 de 2016 del MinAmbiente.
		Resolución 186 de 2012 del MinAmbiente.

**Nota.** En la tabla 64 se presenta el marco normativo y autoridades competentes establecidas por la ley 1715 de 2014. Tomado de: (UPME) Unidad de Planeación Minero Energética, «Unidad de Planeación Minero Energética (UPME),» 2014. [En línea]. Disponible: [https://www1.upme.gov.co/Documents/Cartilla\\_IGE\\_Incentivos\\_Tributarios\\_Ley1715.pdf](https://www1.upme.gov.co/Documents/Cartilla_IGE_Incentivos_Tributarios_Ley1715.pdf). [Último acceso: 28 10 2020].

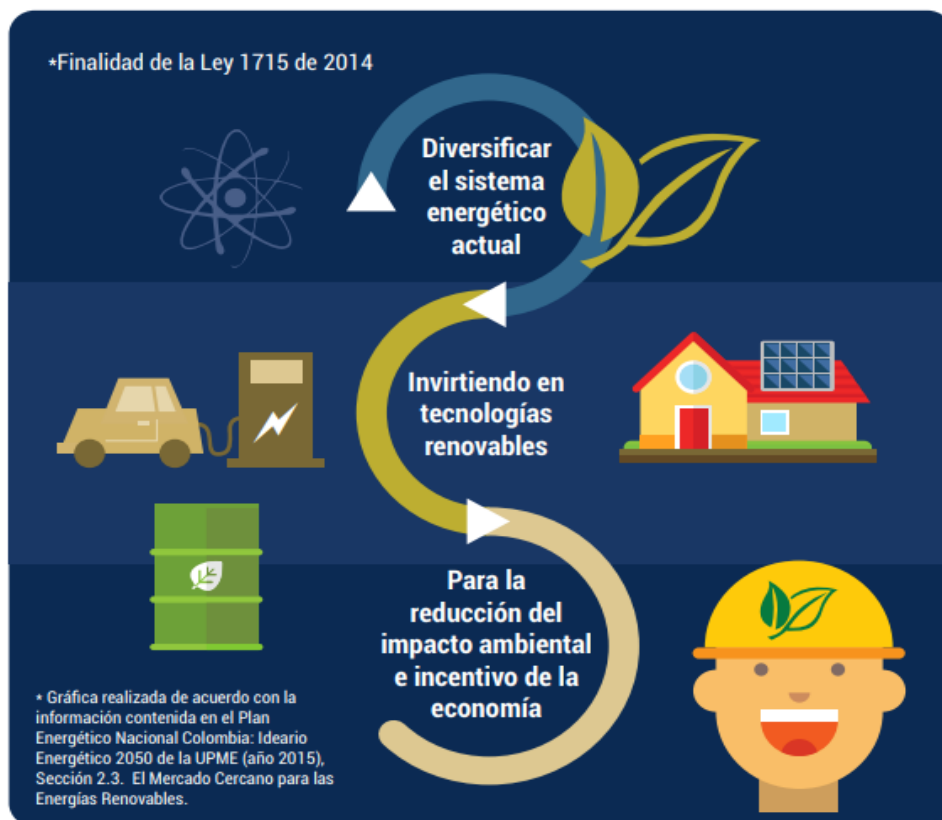
**7.3.1 Finalidad de la Ley 1715 de 2014**

El objetivo del marco normativo de la ley 1715 de 2014 es «Orientar las políticas públicas y definir los instrumentos tributarios, arancelarios, contables y de participación en el mercado energético colombiano que garanticen el cumplimiento de los compromisos adquiridos por el Gobierno Nacional, Incentivar la penetración de las Fuentes No Convencionales de Energía, principalmente aquellas de carácter renovable, en el sistema energético colombiano, la eficiencia energética y la respuesta de la demanda en todos los sectores y actividades, con criterios de sostenibilidad medioambiental, social y económica, Estimular la inversión, la investigación y el desarrollo para la producción y utilización de energía a partir de

Fuentes No Convencionales de Energía, principalmente aquellas de carácter renovable, mediante el establecimiento de incentivos tributarios, arancelarios o contables» [11].

**Figura 49.**

*Finalidad de la Ley 1715 de 2014*



**Nota.** En la figura se ilustra el propósito de la Ley 1715 de 2014. Tomado de: (UPME) Unidad de Planeación Minero Energética, «Unidad de Planeación Minero Energética (UPME),» 2014. [En línea]. Disponible: [https://www1.upme.gov.co/Documents/Cartilla\\_IGE\\_Incentivos\\_Tributarios\\_Ley1715.pdf](https://www1.upme.gov.co/Documents/Cartilla_IGE_Incentivos_Tributarios_Ley1715.pdf). [Último acceso: 28 10 2020].

### **7.3.2 Incentivos Ley 1715 de 2014**

Para aplicar a los incentivos estipulados por la Ley 1715 de 2014 es necesario cumplir con los siguientes requisitos tomado de la UPME [11]:

- Certificación expedida por la UPME, avalando el proyecto FNCE, elementos, equipos, maquinaria.

- Certificación de incentivo ambiental que expide el ministerio de ambiente y desarrollo sostenible.
- Certificación emitida por la autoridad nacional de licencias ambientales de equipos y servicio excluidos del impuesto, requisito especial para obtener la exclusión del IVA en la adquisición de bienes y servicios.

En la tabla 65 se describen cada uno de los incentivos a los que se pueden acceder por cumplimiento de los requisitos de la Ley 1715 de 2014, tomados de la UPME [11].

**Tabla 65.**

*Incentivos de la Ley 1715 de 2014*

<b>Incentivo</b>	<b>Deducción especial en la determinación del impuesto sobre la renta</b>
<b>Artículo</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Artículo 11 de la Ley 1715 de 2014.</li> <li>▪ Artículo 2.2.3.8.2.1. y siguientes del Decreto 2143 de 2015 (incorporado al Decreto 1073 de 2015).</li> </ul>
<b>Descripción</b>	
Los contribuyentes declarantes del impuesto sobre la renta que realicen inversión en investigación, desarrollo, producción y utilización de energía FNCE, tendrán derecho a disminuir hasta un 50% del valor de la inversión.	
<b>Incentivo</b>	<b>Depreciación acelerada</b>
<b>Artículo</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Artículo 14 de la Ley 1715 de 2014.</li> <li>▪ Artículo 2.2.3.8.5.1. del Decreto 2143 de 2015 (incorporado al Decreto 1073 de 2015).</li> </ul>
<b>Descripción</b>	
Incentivo exclusivamente para las nuevas inversiones a partir de FNCE, en especial aplicado a maquinaria, equipos y obras civiles.	
<b>Incentivo</b>	<b>Exclusión de bienes y servicios de IVA</b>
<b>Artículo</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Artículo 12 de la Ley 1715 de 2014.</li> <li>▪ Artículo 2.2.3.8.3.1. del Decreto 2143 de 2015 (incorporado al Decreto 1073 de 2015).</li> <li>▪ Ley 1715 art. 12, Decreto 2143 Artículo 2.2.3.8.3.1</li> </ul>
<b>Descripción</b>	
Por la compra de equipos, elementos y maquinaria, nacionales e importados o servicios destinados a nuevas inversiones para la producción y utilización de energía FNCE.	
<b>Incentivo</b>	<b>Exención de gravámenes arancelarios</b>
<b>Artículo</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Ley 1715 art. 13, Decreto 2143 de 2015 Arts. 2.2.3.8.4.1.</li> </ul>
<b>Descripción</b>	
Eximir del pago de derechos arancelarios de importaciones de maquinaria, equipos, materiales e insumos en proyectos FNCE.	

**Nota.** En la tabla se exponen los beneficios tributarios de la Ley 1715 de 2014. Tomado de: (UPME) Unidad de Planeación Minero Energética, «Unidad de Planeación Minero Energética (UPME),» 2014. [En línea]. Disponible: [https://www1.upme.gov.co/Documents/Cartilla\\_IGE\\_Incentivos\\_Tributarios\\_Ley1715.pdf](https://www1.upme.gov.co/Documents/Cartilla_IGE_Incentivos_Tributarios_Ley1715.pdf). [Último acceso: 28 10 2020].

Se pueden acceder a incentivos tributarios legales en Colombia, al hacer uso de Fuentes No Convencionales de Energía FNCE, al diversificar el sistema energético colombiano a través de proyectos FNCE, como la utilización de biomasa como la

cascarilla de arroz para la generación de energía a través de un ciclo Rankine y así lograr la reducción del impacto ambiental.

## CONCLUSIONES

A través del análisis próximo realizado de forma teórica de la cascarilla de arroz, donde se obtuvieron los siguientes resultados: Material volátil de 60,23%, Carbono fijo 16,33% y Cenizas 18,9% aproximadamente, con lo cual se concluye que es elevado el contenido de material volátil y cenizas en comparación a otras biomásas, por esta razón es necesario tener en cuenta los residuos generados por la combustión de la cascarilla de arroz, debido al alto contenido de elementos en las cenizas y en los humos.

Se obtuvo el poder calorífico de la cascarilla de 14,42 MJ/kg, el cual representa un valor bajo en comparación de los combustibles convencionales como el carbón que cuenta con un poder calorífico de 32.6 MJ/kg, por esta razón la cascarilla de arroz no se usa por lo general como fuente principal de energía, pero se puede usar como combustible complementario para la producción de energía eléctrica, teniendo en cuenta que es necesario contar con la disponibilidad de grandes cantidades.

En el análisis de proceso de combustión de la cascarilla de arroz, se logra obtener la temperatura de flama adiabática, donde se calcula la relación del porcentaje de aire estequiométrico por cantidad de combustible, para conocer las condiciones de una combustión completa, entonces se puede concluir que existe una relación inversamente proporcional entre la temperatura de flama adiabática y el porcentaje de exceso de aire presentes en la reacción de combustión.

Las eficiencias térmicas promedio de un ciclo Rankine convencional son del 30%, la cual puede ser mejorada a través del uso de equipos y configuraciones que ayuden a aumentar el aprovechamiento energético, generado a través de la combustión de la cascarilla de arroz, también es posible aumentar la eficiencia térmica del ciclo en mayor medida cuando se realiza el aprovechamiento en forma de energía térmica por medio del proceso de secado de arroz.

Por medio del análisis termodinámico se logró obtener los resultados para diferentes configuraciones, donde la configuración más apropiada tiene la capacidad de generar 2.500 kW de energía eléctrica, 1.244,24 kW de energía térmica, con una eficiencia

térmica del 53% y una eficiencia exergética del 66%, logrando abastecer en un 63% los requerimientos dados por la planta Diana Corporación/Vía Morichal, implementando una recirculación a través de un calentador abierto, un intercambiador de calor para el aprovechamiento de la energía remanente de los gases residuales que salen de la caldera y un proceso de secado de arroz que permite el aprovechamiento de la energía térmica del exceso de vapor producido, haciendo uso de un flujo masico de combustible máximo de 3455,82 kg/h de cascarilla de arroz, logrando la mejor relación de lo que entra y se obtiene en el ciclo.

Es posible mejorar los resultados cuando se realiza un aumento en la diferencia de las temperaturas de entrada y salida de la caldera, sin embargo, esto implica la implementación de una caldera más robusta, un aumento en los costos y mayores dificultades para la implementación del ciclo.

El análisis exergético permite evidenciar los componentes que presentan mayor destrucción de exergía, lo cual representa altas ineficiencias termodinámicas, la caldera es el equipo que representa el mayor porcentaje de exergía destruida en el ciclo, por esta razón, el modo para obtener un ciclo más eficiente es logrando reducir las pérdidas debido a la transferencia de calor presente en este equipo. Esta ineficiencia termodinámica se ve reflejada en las pérdidas económicas que están relacionadas directamente con la exergía destruida de la caldera, por esta razón se debe trabajar en disminuir las pérdidas especialmente en la caldera.

En el condensador se presenta un resultado de una exergía destruida de cero, debido a que la relación matemática entre el calor y la temperatura son exactamente iguales al cambio de entropía, lo cual no significa que el proceso sea isentrópico, irreversible y que la eficiencia sea del 100%, debido a que no es posible porque siempre se presenta una generación de entropía asociado al calor.

El uso de Cascarilla de arroz como combustible para la generación de energía reduce considerablemente las emisiones de gases de efecto invernadero, debido a que las emisiones producidas por la combustión de la biomasa se consideran neutras, ya que los gases de efecto invernadero emitidos por la combustión de la cascarilla de arroz han sido absorbido previamente en el proceso de fotosíntesis. [51]



## BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. Sierra, «Repositorio Unisucre,» 2009. [En línea]. Available: <https://repositorio.unisucre.edu.co/jspui/bitstream/001/2111/2/333.794S571.pdf>. [Último acceso: 3 Febrero 2021].
- [2] C. Lozano, «Repositorio UNAD,» 2020. [En línea]. Available: <https://repository.unad.edu.co/bitstream/handle/10596/33698/cllozanor.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. [Último acceso: 19 Abril 2021].
- [3] Universidad Industrial de Santander. Centro de Estudios e Investigaciones Ambientales, «Unidad De Planeacion Minero Energetica,» 2011. [En línea]. Available: <https://www1.upme.gov.co/siame/Paginas/atlas-del-potencial-energetico-de-la-biomasa.aspx>. [Último acceso: 29 09 2020].
- [4] H. A. J. R. Ing Javier Urquizo, «DSpace en ESPOL,» 12 Diciembre 2011. [En línea]. Available: <https://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/19195>. [Último acceso: 29 09 2020].
- [5] REPÚBLICA DE COLOMBIA, Ministerio de Minas y Energía, «UPME,» 2015. [En línea]. Available: [http://www.upme.gov.co/docs/pen/pen\\_idearioenergetico2050.pdf](http://www.upme.gov.co/docs/pen/pen_idearioenergetico2050.pdf). [Último acceso: 02 Octubre 2020].
- [6] M. C. Piñeiro, «redladrilleras,» 2010. [En línea]. Available: <http://www.redladrilleras.net/assets/files/a8832ab5c8e44f4b8bb1d3250fdf2d45.pdf>. [Último acceso: 01 10 2020].
- [7] ProBio, «ProBio,» 2019. [En línea]. Available: <http://www.probio.dne.gub.uy/cms/index.php/generacion/plantas-de-operacion>. [Último acceso: 01 10 2020].
- [8] Super-Brix S.A, «Repositorio Colciencias,» 1997. [En línea]. Available: <http://repositorio.colciencias.gov.co/bitstream/handle/11146/2120/1997-V15-N4-Articulos-Art%204.10.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. [Último acceso: 01 10 2020].
- [9] FOCER, «bio-nica.info,» 2002. [En línea]. Available: <http://www.bio-nica.info/biblioteca/BUNCA2002Biomasa.pdf>. [Último acceso: 28 10 2020].
- [10] E. Vásquez y J. Herrera, «redalyc,» 2006. [En línea]. Available: <https://www.redalyc.org/pdf/1799/179914075011.pdf>. [Último acceso: 15 Febrero 2021].
- [11] (UPME) Unidad de Planeación Minero Energética, «Unidad de Planeación Minero Energética (UPME),» 2014. [En línea]. Available: [https://www1.upme.gov.co/Documents/Cartilla\\_IGE\\_Incentivos\\_Tributarios\\_Le y1715.pdf](https://www1.upme.gov.co/Documents/Cartilla_IGE_Incentivos_Tributarios_Le y1715.pdf). [Último acceso: 28 10 2020].

- [12] R. Al-Karany, «Repositorio comun,» 2013. [En línea]. Available: <https://comum.rcaap.pt/bitstream/10400.26/17064/1/RaulDiserta%C3%A7aoJunio2013.pdf>. [Último acceso: 1 Marzo 2021].
- [13] M. A. B. Yunes A. Cengel, «joinville,» 2011. [En línea]. Available: <http://joinville.ifsc.edu.br/~evandro.dario/Termodin%C3%A2mica/Material%20Did%C3%A1tico/Livro%20-%20Cengel/Termodinamica%20-%20Cengel%207th%20-%20espanhol.pdf>. [Último acceso: 29 Octubre 2020].
- [14] A. Valverde, B. Sarria y J. Monteagudo, «revistasutp.edu.co,» Diciembre 2007. [En línea]. Available: <https://revistas.utp.edu.co/index.php/revistaciencia/article/view/4055>. [Último acceso: 26 Febrero 2021].
- [15] C. Arenas, F. Campuzano, M. Betancur, T. Tamayo, R. Pedrozo y J. Marinez, «Virtualpro,» Enero 2017. [En línea]. Available: <https://www.virtualpro.co/biblioteca/valorizacion-de-cascarilla-de-arroz-para-la-produccion-de-calor-y-materiales-abrasivos-para-el-sector-textil>. [Último acceso: 1 Marzo 2021].
- [16] P. N. N. Williams, «science direct,» Junio 2000. [En línea]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544200000098>. [Último acceso: 1 Marzo 2021].
- [17] M. Echeverría y O. López, «1Library.co,» Mayo 2012. [En línea]. Available: <https://1library.co/document/y968d5jy-caracterizacion-energetica-cascarilla-arroz-aplicacion-generacion-energia-termoelectrica.html>. [Último acceso: 1 Marzo 2021].
- [18] R. C. Flagan y J. H. S. Seinfeld, «Google boks,» 2012. [En línea]. Available: <https://books.google.com.co/books?id=-YZHbjUo9IAC&pg=PA59&lpg=PA59&dq=To+understand+the+formation+of+pollutants+in+combustion+systems,+we+must+first+understand+the+nature+of+the+fuels+being+burned,+the+thermodynamics+of+the+combustion+process,>. [Último acceso: 26 Mayo 2021].
- [19] Quimitube, «Quimitube,» [En línea]. Available: <https://www.quimitube.com/wp-content/uploads/2013/04/Tabla-entalpias-estandar-formacion-compuestos-organicos-e-inorganicos.pdf>. [Último acceso: 15 Febrero 2021].
- [20] H. Portero, «Repositorio Ruidera,» 2018. [En línea]. Available: <https://ruidera.uclm.es/xmlui/handle/10578/18416>. [Último acceso: 17 04 2021].
- [21] G. Porras, «Cenidet,» 1995. [En línea]. Available: <https://www.cenidet.edu.mx/subplan/biblio/seleccion/Tesis/MM%20Gladys%20Lizbeth%20Porras%20Loaiza%201995.pdf>. [Último acceso: 19 Junio 2021].
- [22] UPME, «SIEL,» 2007. [En línea]. Available: [http://www.siel.gov.co/siel/documentos/documentacion/Demanda/Agroindustrial/ILM\\_Tomo\\_I.pdf](http://www.siel.gov.co/siel/documentos/documentacion/Demanda/Agroindustrial/ILM_Tomo_I.pdf). [Último acceso: 19 Abril 2021].

- [23] Fedearroz, «Federacion Nacional De Arroceros,» [En línea]. Available: <http://www.fedearroz.com.co/new/plantas.php>. [Último acceso: 19 Abril 2021].
- [24] EL NUEVO DIA, «El nuevo dia,» 22 Noviembre 2019. [En línea]. Available: <http://www.elnuevodia.com.co/nuevodia/actualidad/economica/441896-en-tolima-opera-molino-de-arroz-que-produce-su-propia-energia>. [Último acceso: 23 Abril 2021].
- [25] P. Patiño, «Repositorio Universidad de Santander,» 2014. [En línea]. Available: <https://repositorio.udes.edu.co/bitstream/001/2882/1/Biomasa%20Estudio%20de%20factibilidad%20para%20implementar%20un%20sistema%20de%20generaci%C3%B3n%20de%20energ%C3%ADa%20a%20partir%20de%20los%20residuos%20vegetales.pdf>. [Último acceso: 30 Abril 2021].
- [26] H. Puente, «e-archivo.uc3m.es,» Junio 2017. [En línea]. Available: [https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/27777/TFG\\_Elena-Maria\\_Puente\\_Aranda\\_2017.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/27777/TFG_Elena-Maria_Puente_Aranda_2017.pdf?sequence=1&isAllowed=y). [Último acceso: 30 Abril 2021].
- [27] S. Martinez, «tdx.cat,» Enero 2009. [En línea]. Available: <https://www.tdx.cat/bitstream/handle/10803/7920/tsml1de1.pdf>. [Último acceso: 30 Abril 2021].
- [28] E. Oralli, «Ontario Tech university,» December 2010. [En línea]. Available: [https://ir.library.dcuoiit.ca/xmlui/bitstream/handle/10155/142/Oralli\\_Emre.pdf?sequence=1](https://ir.library.dcuoiit.ca/xmlui/bitstream/handle/10155/142/Oralli_Emre.pdf?sequence=1). [Último acceso: 27 Mayo 2021].
- [29] N. Javanshir, S. Seyed y m. Rosen, «Virtual pro,» 18 Junio 2019. [En línea]. Available: <https://www.virtualpro.co/biblioteca/analisis-termodinamico-y-exergoeconomico-de-un-nuevo-ciclo-combinado-compuesto-de-refrigeracion-por-compresion-de-vapor-y-ciclos-de-rankine-organicos>. [Último acceso: 27 Mayo 2021].
- [30] M. Salazar, A. Mora, A. Bonilla, L. Raúl y H. Lugo, «Revistas unal,» 25 Octubre 2017. [En línea]. Available: <https://revistas.unal.edu.co/index.php/dyna/article/view/66126/63487>. [Último acceso: 27 Mayo 2021].
- [31] N. Cirincione, «Mountain Scholar Digital Collections of Colorado & Wyoming,» 2011. [En línea]. Available: [https://mountainscholar.org/bitstream/handle/10217/70681/Cirincione\\_colostat\\_e\\_0053N\\_10857.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://mountainscholar.org/bitstream/handle/10217/70681/Cirincione_colostat_e_0053N_10857.pdf?sequence=1&isAllowed=y). [Último acceso: 27 Mayo 2021].
- [32] R. Garrido, «Bibliotecas PUCV Catalogo de recursos Bibliograficos,» 2020. [En línea]. Available: [http://opac.pucv.cl/pucv\\_txt/txt-0500/UCB0512\\_01.pdf](http://opac.pucv.cl/pucv_txt/txt-0500/UCB0512_01.pdf). [Último acceso: 27 Mayo 2021].

- [33] Ministerio de ambiente, «Minambiente.gov.co,» 5 Junio 2008. [En línea]. Available:  
<https://www.minambiente.gov.co/images/normativa/app/resoluciones/f0-Resoluci%C3%B3n%20909%20de%202008%20%20-%20Normas%20y%20estandares%20de%20emisi%C3%B3n%20Fuentes%20fijas.pdf>. [Último acceso: 11 Junio 2021].
- [34] Virtualexpogroup, «directindustry,» [En línea]. Available:  
<https://www.directindustry.es/prod/siemens-power-generation/product-23116-2019855.html>. [Último acceso: 12 Mayo 2021].
- [35] Virtualexpo group, «direct industry,» [En línea]. Available:  
<https://www.directindustry.es/prod/siemens-power-generation/product-23116-2019861.html>. [Último acceso: 12 Mayo 2021].
- [36] R. Aguerre, «Biblioteca digital,» 1984. [En línea]. Available:  
[https://bibliotecadigital.exactas.uba.ar/download/tesis/tesis\\_n1829\\_Aguerre.pdf](https://bibliotecadigital.exactas.uba.ar/download/tesis/tesis_n1829_Aguerre.pdf). [Último acceso: 15 Mayo 2021].
- [37] M. Arrastría, D. Castillo y A. Hrtnadez, «Organizacion de las naciones unidad para la alimentacion y la agricultura,» 2010. [En línea]. Available:  
[https://agris.fao.org/agris-search/search.do;jsessionid=5298CD4FB5B4ED5C3E1026E4D7ADC5B4?request\\_locale=es&recordID=CU2009300037&sourceQuery=&query=&sortField=&sortOrder=&countryResource=&agrovocString=&advQuery=&centerString=&enableField=](https://agris.fao.org/agris-search/search.do;jsessionid=5298CD4FB5B4ED5C3E1026E4D7ADC5B4?request_locale=es&recordID=CU2009300037&sourceQuery=&query=&sortField=&sortOrder=&countryResource=&agrovocString=&advQuery=&centerString=&enableField=). [Último acceso: 15 Mayo 2021].
- [38] Organizacion de las naciones unidas para la alimentacion y la agricultura, «Organizacion de las naciones unidas para la alimentacion y la agricultura,» [En línea]. Available: <http://www.fao.org/3/x5027s/x5027S05.htm>. [Último acceso: 15 Mayo 2021].
- [39] A. Allebrandt, «Arroz corrientes,» [En línea]. Available:  
<https://www.acpaarrozcorrientes.org.ar/Jornadas-2011/3%20-%20Kepler%20Weber%20-%20Secado%20y%20almacenaje%20de%20arroz.pdf>. [Último acceso: 15 Mayo 2021].
- [40] M. Syahrul, Y. Mirmanto y H. yS, «Springer link,» 2018. [En línea]. Available:  
<https://link.springer.com/article/10.1007/s00231-018-2414-3>. [Último acceso: 15 Mayo 2021].
- [41] P. Cifuentes, «Repositorio de la universidad Cesar Vallejo,» 2015. [En línea]. Available:  
[https://repositorio.ucv.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12692/2924/Sifuentes\\_GPP.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://repositorio.ucv.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12692/2924/Sifuentes_GPP.pdf?sequence=1&isAllowed=y). [Último acceso: 15 Mayo 2021].
- [42] Direct Industry, «Direct Industry,» [En línea]. Available:  
<https://www.directindustry.es/prod/spomasz-wronki-grupa-sfpi/product-60070-1696665.html>. [Último acceso: 19 Junio 2021].

- [43] GEA, «GEA,» [En línea]. Available: <https://www.gea.com/es/products/dryers-particle-processing/rotary-dryers-coolers/rotary-dryer.jsp>. [Último acceso: 23 Abril 2021].
- [44] Uralita, «Enginyers agrònoms de Catalunya,» [En línea]. Available: [https://www.agronoms.cat/media/upload/editora\\_24/Cavitacion%20espa%C3%B1ol%20\\_editora\\_241\\_90.pdf](https://www.agronoms.cat/media/upload/editora_24/Cavitacion%20espa%C3%B1ol%20_editora_241_90.pdf). [Último acceso: 11 Junio 2021].
- [45] F. Rios, «Repositorio de la universidad Cesar Vallejo,» 2018. [En línea]. Available: <https://repositorio.ucv.edu.pe/handle/20.500.12692/27115>. [Último acceso: 9 Junio 2021].
- [46] Enerca, «Enerca,» Mayo 2021. [En línea]. Available: <https://www.enerca.com.co/media/12mdzhfr/tarifa-firma.pdf>. [Último acceso: 13 Junio 2021].
- [47] M. Medina, D. Villalba, F. Saavedra, J. Carrasco y W. Rodríguez, «Acueducto agua y alcantarillado de Bogotá,» 2016. [En línea]. Available: [https://www.acueducto.com.co/wps/html/resources/2018ag/huella\\_carbono/feb12/18Anexo\\_17Factores\\_emision\\_herramienta\\_MCV\\_V6.pdf](https://www.acueducto.com.co/wps/html/resources/2018ag/huella_carbono/feb12/18Anexo_17Factores_emision_herramienta_MCV_V6.pdf). [Último acceso: 12 Junio 2021].
- [48] J. Ramirez, «Biblioteca UPME,» 13 Marzo 2008. [En línea]. Available: <https://bdigital.upme.gov.co/bitstream/001/961/2/InformeFinal.pdf>. [Último acceso: 12 Junio 2021].
- [49] A. Romero, «Real academia de ciencias exactas físicas y naturales de España,» 2010. [En línea]. Available: <https://rac.es/ficheros/doc/00979.pdf>. [Último acceso: 12 Junio 2021].
- [50] Gobierno de Mexico, «gob.mx,» [En línea]. Available: <https://www.gob.mx/semarnat/articulos/beneficios-de-usar-energias-renovables-172766>. [Último acceso: 3 Junio 2021].
- [51] Fundación Universidad de América, «Manual Estructuración del Trabajo de Grado,» 2021. [En línea]. Available: [https://www.uamerica.edu.co/wp-content/documentos/pei/MN\\_01\\_Estructuracion\\_trabajos\\_de\\_grado\\_v3.pdf](https://www.uamerica.edu.co/wp-content/documentos/pei/MN_01_Estructuracion_trabajos_de_grado_v3.pdf).



## ANEXOS

### ANEXO 1: CÁLCULOS TEMPERATURA DE FLAMA ADIABÁTICA

Elemento	Mínimo	Maximo	Promedio	Mol/100g	Mol/Mol C		Mf	29,76			
C	39,60	41,13	40,37	3,36	1,00						
N	0,33	1,83	1,08	0,08	0,02		$\alpha$	0,9737			
H	3,37	4,94	4,16	4,16	1,24						
O	35,30	37,52	36,41	2,28	0,68		Mf/Ma	0,22			
S	0,40	0,40	0,40	0,01	0,0037						
Ceniza	17,89	19,90	18,90		5,62	g/Mol C					

$$C H_{1,24} N_{0,02} S_{0,0037} O_{0,68} + \alpha(O_2 + 3,76N_2) \rightarrow CO_2 + 0,62H_2O + 0,0037SO_2 + (3,76\alpha + 0,01)N_2$$

$$C H_{1,24} N_{0,02} S_{0,0037} O_{0,68} + 0,9737(O_2 + 3,76N_2) \rightarrow CO_2 + 0,62H_2O + 0,0037SO_2 + (3,76 * 0,9737 + 0,01)N_2$$
  

Elemento	$h_f$	$h_o$	%Aire	$\alpha$	CO2	H2O	SO2	N2	O2	T (K)
CO2	-393520,00	9364,00	100%	0,9737	1	0,62	0,0037	3,67	0,00	1852,66
H2O	-241820,00	9904,00	200%	1,9474	1	0,62	0,0037	7,33	0,97	1224,51
N2	0,00	8669,00	300%	2,9211	1	0,62	0,0037	10,99	1,95	960,47
O2	0,00	8682,00	400%	3,8948	1	0,62	0,0037	14,65	2,92	
1,24N0,02O0	-233770,60	-	500%	4,8685	1	0,62	0,0037	18,32	3,89	

<b>100%</b>	1	CO2	0,62	H2O	3,67	N2	0,00	O2	=	1	CH1,24N0,02O0,68
	1	$\bar{h}_{CO_2}$	0,62	$\bar{h}_{H_2O}$	3,67	$\bar{h}_{N_2}$	=	357007,15			
Aproximacio	67472,9905										
Aproximacio	2000K										
	Debido a que el compuesto que mayor se presenta es el nitrógeno, por consecuencia se toma este valor aproximado de la temperatura a 2000 K										
		h	T								
Interpolacion para obtener la temperatura		354194,97	1840								
		358637,02	1860								
		357007,15	1852,66								

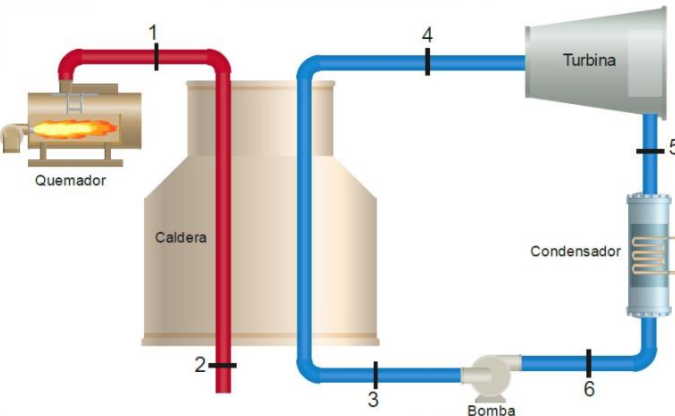
  

<b>200%</b>	1	CO2	0,62	H2O	7,33	N2	0,97	O2	=	1	CH1,24N0,02O0,68
	1	$\bar{h}_{CO_2}$	0,62	$\bar{h}_{H_2O}$	7,33	$\bar{h}_{N_2}$	0,97	$\bar{h}_{O_2}$	=	397198,99	
Aproximacio	40016,3242										
Aproximacio	1300K										
	Debido a que el compuesto que mayor se presenta es el nitrógeno, por consecuencia se toma este valor aproximado de la temperatura a 1300 K										
		h	T								
Interpolacion para obtener la temperatura		402879,2	1240	425000,45							
		395546,02	1220								
		397198,99	1224,51								

<b>300%</b>	1	CO2	0,62	H2O	10,99	N2	1,95	O2	=	1	CH1,24N0,02O0,68
	1	$\bar{h}_{CO_2}$	0,62	$\bar{h}_{H_2O}$	10,99	$\bar{h}_{N_2}$	1,95	$\bar{h}_{O_2}$	=	437390,84	
Aproximacio	30039,061										
Aproximacio	1000K										
	Debido a que el compuesto que mayor se presenta es el nitrógeno, por consecuencia se toma este valor aproximado de la temperatura a 1000 K										
		h	T								
Interpolacion para obtener la temperatura		442190,451	970	457166,259							
		437154,096	960								
		437390,84	960,47								

## ANEXO 2: CÁLCULOS CICLO RANKINE BÁSICO

Ciclo Rankine Básico 3500KW			Combustión		Unidades
			Flujo masico orgánico	4.622,70	Kg/h
			Flujo masico aire	21.012,27	Kg/h
			Flujo masico gases	25.634,97	Kg/h
			Cp. Gases	1,15	KJ/Kg*K
			Calor de entrada (Q12)	40.839.882,59	KJ/h
				11.344,41	KJ/S
				11.344.411,83	W
			Potencia suministrada	11,34	MW
				3.403.323,55	W
				3.403,32	KW
3,40	MW				
<b>Eficiencias consideradas</b>					
η isoentrópicas Turbina			0,9	-	
η isoentrópicas Bomba			0,8	-	
η Térmica Ciclo			0,30	-	
<b>Turbina D-R SST 350</b>					
Potencia Max			3.500	KW	
T entrada			482	°C	
P entrada			6.300	Kpa	
P salida			100	Kpa	
m <sup>3</sup> v			4,27	Kg/s	
<b>Masa molar elementos</b>			<b>Unidades</b>		
Carbono	12	Kg/Kmol			
Nitrógeno	14	Kg/Kmol			
Hidrógeno	1	Kg/Kmol			
Oxígeno	16	Kg/Kmol			
<b>Calor específico gases de combustión</b>					
Temperatura Prom.		1162,88	K		
Gas	CO2	H2O	N2		
%	19%	12%	69%		
a	22,26	32,24	28,90		
b	0,059810	0,001923	-0,001571		
c	-0,00003501	-0,00001055	0,000008081		
d	7,469E-09	-3,595E-09	-2,873E-09	<b>Unidades</b>	
Cp.	56,21	14,56	33,48	KJ/Kmol*K	
Cp.	1,28	0,81	1,20	KJ/Kg*K	
Cp. total	1,15		KJ/Kg*K		

Análisis termodinámico						
Sustancia	Gases de combustión					
Estado	Temperatura					
	K	°C				
1	1852,61	1579,46				
2	473,15	200				
Sustancia	Water					
-	T (°C)	P (Kpa)	h (KJ/Kg)	s (KJ/Kg*K)	m <sup>3</sup> v (Kg/s)	Vf (M3/Kg)
3	100,42	6300	425,59	1,31	3,84	-
4	482	6300	3376,40	6,80	3,84	-
5s	99,61	100	2466,67	6,80	3,84	-
5	99,61	100	2557,65	7,04	3,84	-
6	99,61	100	417,50	1,30	3,84	0,001043
Ciclo						
m <sup>3</sup> v	3,84		Kg/s			
Δ m <sup>3</sup> v	-0,43		Kg/s			
	Bomba	Turbina				
Potencias	31,08	3500	KW			
Wneta	3468,92		KW			
ηth	31%		-			



### ANEXO 3: CÁLCULOS CICLO RANKINE BÁSICO

Ciclo Rankine Básico 2500KW			Combustión	Unidades	
			Flujo masico organico	4.622,70	Kg/h
			Flujo masico aire	21.012,27	Kg/h
			Flujo masico gases	25.634,97	Kg/h
			Cp gases	1,15	KJ/Kg*K
			Calor de entrada (Q12)	40.839.882,59	KJ/h
				11.344.411,83	KJ/S
				11.344,41	W
			Potencia suministrada	11,34	MW
				3.403.323,55	W
				3.403,32	KW
<b>Eficiencias consideradas</b>					
			η isoentrópicas Turbina	0,9	-
			η isoentrópicas Bomba	0,8	-
			η Térmica Ciclo	0,3	-
<b>Turbina D-R C</b>					
			Potencia Max	2.500	KW
			T entrada	520	°C
			P entrada	12.000	Kpa
			P salida	100	Kpa
			m v	2,705	Kg/s
Masa molar elementos		Unidades			
Carbono	12	Kg/Kmol			
Nitrógeno	14	Kg/Kmol			
Hidrógeno	1	Kg/Kmol			
Oxígeno	16	Kg/Kmol			
Calor específico gases de combustión					
Temperatura Prom.		1162,88	K		
Gas	CO2	H2O	N2		
%	19%	12%	69%		
a	22,260000	32,240000	28,900000		
b	0,059810	0,001923	-0,001571		
c	-0,00003501	-0,00001055	0,000008081		
d	7,469E-09	-3,595E-09	-2,873E-09	Unidades	
Cp.	56,21	14,56	33,48	KJ/Kmol*K	
Cp.	1,28	0,81	1,20	KJ/Kg*K	
Cp. total	1,15			KJ/Kg*K	

Análisis termodinámico								
Sustancia	Gases de combustión							
Estado	Temperatura							
	K	°C						
1	1852,61	1579,46						
2	473,15	200						
Sustancia	Water							
-	T (°C)	P (Kpa)	h (KJ/Kg)	s (KJ/Kg*K)	m v (Kg/s)	Vf (M3/Kg)	hg (Kj/Kg)	
3	101,17	12000	433,02	1,31	3,82	-	-	
4	520,00	12000	3403,39	6,56	3,82	-	2685,45	
5s	99,61	100	2376,60	6,56	3,82	-	-	
5	99,61	100	2479,28	6,83	3,82	-	-	
6	99,61	100	417,50	1,30	3,82	0,001043	-	
Ciclo								
m v	3,82		Kg/s					
Δ m v	1,11		Kg/s					
Potencias	Bomba	Turbina						
	59,25	2.500	KW					
Wneta	2.440,75		KW					
ηth	22%		-					



Combustión		Unidades
Flujo masico organico	4.622,70	Kg/h
Flujo masico aire	21.012,27	Kg/h
Flujo masico gases	25.634,97	Kg/h
Cp gases	1,15	KJ/Kg*K
Calor de entrada (Q12)	40.839.882,59	KJ/h
	11.344,41	KJ/S
	11.344.411,83	W
	11,34	MW
Potencia suministrada	3.403.323,55	W
	3.403,32	KW
	3,40	MW
Eficiencias consideradas		
$\eta$ isoentrópicas Turbina	0,9	-
$\eta$ isoentrópicas Bomba	0,8	-
$\eta$ Térmica Ciclo	0,3	-
Turbina D-R C		
Potencia Max	2500	KW
T entrada	520	°C
P entrada	12000	Kpa
P salida	100	Kpa
m <sup>v</sup>	2,71	Kg/s
Balance de energia mezclador		
Estados	Entradas (h*m <sup>i</sup> )	Salidas (h*m <sup>v</sup> )
4''	2148,357016	-
6	1129,482097	-
6'	-	3277,839113
h6'	936,53	KJ/Kg

Análisis termodinámico								
Sustancia	Gases de combustión		Secado				Unidades	
Estado	Temperatura		m'v				-6,10	Kg/s
	K	°C	Q de secado				-4381,73	KW
1	1852,61	1579,46	Masa de agua				-69.874,74	Kg/h
2	473,15	200	Masa de arroz				-6987,474133	Kg/h
Sustancia	Water		hfg a 100 Kpa				2257,5	Kg/h
-	T (C°)	P (Kpa)	h (KJ/Kg)	s (KJ/Kg*K)	m'v (Kg/s)	Vf (M3/Kg)	hg (Kj/Kg)	Calidad
3	1.782,86	12000	6.742,07	9,05	-3,40			
4	520	12000	3.403,39	6,56	-3,40		2.685,45	
4 tur	520	12000	3.403,39	6,56	2,7053			
4 sec	520	12000	3.403,39	6,56	-6,10			
4'	324,68	12000	2.685,45	5,49	-6,10			
4''	104,68	100	2.685,45	7,39	0,80			
5s	99,61	100	2.376,60	6,56	2,7053			
5	99,61	100	2.479,28	6,83	2,7053			
6	99,61	100	417,50	1,30	2,7053	0,001043		
6'	99,61	100	936,53	2,70	3,5000	0,3903		23%
Ciclo								
m'v	-3,40		Kg/s					
Δ m'v	-6,10		Kg/s					
Potencias	Bomba	Turbina	KW					
	-21490,04547	2500						
Wneta	19608,32		KW					
ηth	173%		-					

## ANEXO 5: -MEZCLA EN 3 (2500)-CAVITACIÓN

Ciclo Rankine Básico 2500KW				Combustión		Unidades
				Flujo masico orgánico	4.622,70	Kg/h
				Flujo masico aire	21.012,27	Kg/h
				Flujo masico gases	25.634,97	Kg/h
				Cp. gases	1,15	KJ/Kg*K
				Calor de entrada (Q12)	40.839.882,59	KJ/h
					11.344,41	KJ/S
					11.344.411,83	W
				Potencia suministrada	11,34	MW
					3.403.323,55	W
					3.403,32	KW
	3,40	MW				
Eficiencias consideradas						
η isoentrópicas Turbina		0,9	-			
η isoentrópicas Bomba		0,8	-			
η Térmica Ciclo		0,3	-			
Turbina D-R C						
Potencia Max		2500	KW			
T entrada		520	°C			
P entrada		12000	Kpa			
P salida		100	Kpa			
m <sup>3</sup> v		2,71	Kg/s			
Masa molar elementos		Unidades				
Carbono	12	Kg/Kmol				
Nitrógeno	14	Kg/Kmol				
Hidrógeno	1	Kg/Kmol				
Oxígeno	16	Kg/Kmol				
Calor específico gases de combustión						
Temperatura Prom.		1162,88	K			
Gas	CO2	H2O	N2			
%	19%	12%	69%			
a	22,26	32,24	28,9			
b	0,05981	0,001923	-0,001571			
c	-0,00003501	-0,00001055	0,000008081			
d	7,469E-09	-3,595E-09	-2,873E-09	Unidades		
Cp.	56,21356606	14,55623947	33,4830315	KJ/Kmol*K		
Cp.	1,277581047	0,80867997	1,195822554	KJ/Kg*K		
Cp. total	1,154895033		KJ/Kg*K			

Análisis termodinámico								
Sustancia	Gases de combustión		Secado				Unidades	
Estado	Temperatura		m'v		4,61		Kg/s	
	K	°C	Q de secado		3308,61		KW	
1	1852,61	1579,46	Masa de agua		5276,190263		Kg/h	
2	473,15	200	Masa de arroz		52.761,90		Kg/h	
Sustancia	Water		hfg a 100 Kpa <td colspan="2">2257,5</td> <td colspan="2">Kg/h</td>		2257,5		Kg/h	
-	T (°C)	P (Kpa)	h (KJ/Kg)	s (KJ/Kg*K)	m'v (Kg/s)	Vf (M3/Kg)	hg (KJ/Kg)	Calidad
3'	101,17	12.000	433,02	1,31	2,71	-	-	-
3	324,68	12.000	1.852,29	4,10	7,31	-	-	30,22%
4	520	12.000	3.403,39	6,56	7,31	-	2.685,45	-
4 Tur.	520	12.000	3.403,39	6,56	2,71	-	-	-
4 Sec.	520	12.000	3.403,39	6,56	4,61	-	-	-
4'	324,68	12.000	2.685,45	5,49	4,61	-	-	-
5s	99,61	100	2.376,60	6,56	2,71	-	-	-
5	99,61	100	2.479,28	6,83	2,71	-	-	-
6	99,61	100	417,50	1,30	2,71	0,001043	-	-
Ciclo								
m'v	7,31		Kg/s					
Δ m'v	4,61		Kg/s					
Bombas		Turbina						
Potencias	41,97204079		2500		KW			
Wneta	5766,64		KW					
ηth	51%		-					
Caldera								
$Q_{ent} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$								
Mezclador								
$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_3 h_3$								
Resultados Balance de energía								
h3	1852,28898		KJ/Kg					

### Anexo 6: -Mezcla en 3 (2500)-

Ciclo Rankine Básico 2500KW				Combustión		Unidades	
				Flujo masico orgánico	3.976,28	Kg/h	
				Flujo masico aire	18.073,98	Kg/h	
				Flujo masico gases	22.050,26	Kg/h	
				Cp. gases	1,15	KJ/Kg*K	
				Calor de entrada (Q12)	35.128.964,34	KJ/h	
					9.758,05	KJ/S	
					9.758.045,65	W	
				Potencia suministrada	9,76	MW	
					2.927.413,70	W	
					2.927,41	KW	
2,93	MW						
Eficiencias consideradas							
η isoentrópicas Turbina	0,9		-				
η isoentrópicas Bomba	0,8		-				
η Térmica Ciclo	0,3		-				
Turbina D-R C							
Potencia Max	2500		KW				
T entrada	520		°C				
P entrada	12000		Kpa				
P salida	100		Kpa				
m'v	2,71		Kg/s				
Masa molar elementos				Unidades			
Carbono	12		Kg/Kmol				
Nitrógeno	14		Kg/Kmol				
Hidrógeno	1		Kg/Kmol				
Oxígeno	16		Kg/Kmol				
Calor específico gases de combustión							
Temperatura Prom.	1162,88		K				
Gas	CO2	H2O	N2				
%	19%	12%	69%				
a	22,26	32,24	28,9				
b	0,05981	0,001923	-0,001571				
c	-0,00003501	-0,00001055	0,000008081				
d	7,469E-09	-3,595E-09	-2,873E-09	Unidades			
Cp.	56,21356606	14,55623947	33,4830315	KJ/Kmol*K			
Cp.	1,277581047	0,80867997	1,195822554	KJ/Kg*K			
Cp. total	1,154895033		KJ/Kg*K				

Análisis termodinámico								
Sustancia	Gases de combustión		Secado				Unidades	
Estado	Temperatura		m v		2,40		Kg/s	
	K	°C	Q de secado		1722,24		KW	
1	1852,61	1579,46	Masa de agua		2746,436885		Kg/h	
2	473,15	200	Masa de arroz		27.464,37		Kg/h	
Sustancia	Water		hfg a 100 Kpa		2257,5		Kg/h	
-	T (°C)	P (Kpa)	h (KJ/Kg)	s (KJ/Kg*K)	m v (Kg/s)	Vf (M3/Kg)	hg (KJ/Kg)	Calidad
3'	101,17	12.000	433,02	1,31	2,71	-	-	-
3	324,68	12.000	1.491,61	3,50	5,10	-	-	0,00
4	520	12.000	3.403,39	6,56	5,10	-	2.685,45	-
4 Tur.	520	12.000	3.403,39	6,56	2,71	-	-	-
4 Sec.	520	12.000	3.403,39	6,56	2,40	-	-	-
4'	324,68	12.000	2.685,45	5,49	2,40	-	-	-
5s	99,61	100	2.376,60	6,56	2,71	-	-	-
5	99,61	100	2.479,28	6,83	2,71	-	-	-
6	99,61	100	417,50	1,30	2,71	0,001043	-	-
Ciclo								
m v	5,10		Kg/s					
Δ m v	2,40		Kg/s					
Potencias	Bomba	Turbina	KW					
Wneta	4180,27		KW					
ηth	43%		-					
Caldera								
$Q_{ent} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$								
Mezclador								
$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_3 h_3$								
Resultados Balance de energía								
h3	1491,614801		KJ/Kg					

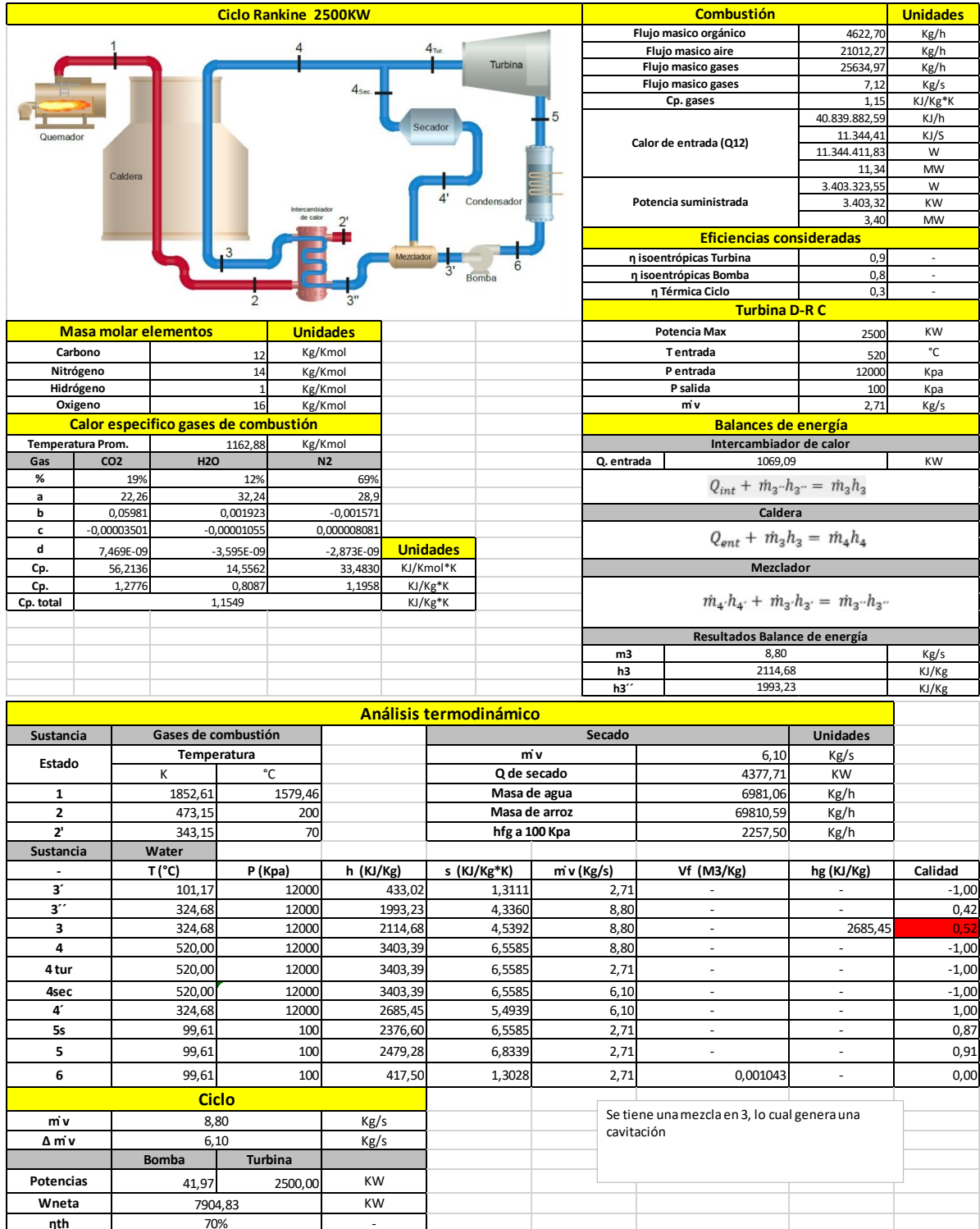
## ANEXO 7: MEZCLA EN 3 (3500)

Ciclo Rankine Básico 3500KW				Combustión		Unidades	
				Flujo masico orgánico	4.622,70	Kg/h	
				Flujo masico aire	21.012,27	Kg/h	
				Flujo masico gases	25.634,97	Kg/h	
				Cp. gases	1,15	KJ/Kg*K	
				Calor de entrada (Q12)	40.839.882,59	KJ/h	
					11.344,41	KJ/S	
					11.344.411,83	W	
				Potencia suministrada	11,34	MW	
					3.403.323,55	W	
					3.403,32	KW	
		3,40	MW				
Eficiencias consideradas							
η isoentrópicas Turbina		0,9	-				
η isoentrópicas Bomba		0,8	-				
η Térmica Ciclo		0,3	-				
Turbina D-R SST 350							
Potencia Max		3500	KW				
T entrada		482	°C				
P entrada		6300	Kpa				
P salida		100	Kpa				
m v		4,274795167	Kg/s				
Masa molar elementos		Unidades					
Carbono	12	Kg/Kmol					
Nitrógeno	14	Kg/Kmol					
Hidrógeno	1	Kg/Kmol					
Oxígeno	16	Kg/Kmol					
Calor específico gases de combustión							
Temperatura Prom.		1162,88	K				
Gas	CO2	H2O	N2				
%	19%	12%	69%				
a	22,26	32,24	28,9				
b	0,05981	0,001923	-0,001571				
c	-0,00003501	-0,00001055	0,000008081				
d	7,469E-09	-3,595E-09	-2,873E-09				
				Unidades			
Cp.	56,21357	14,55624	33,48303	KJ/Kmol*K			
Cp.	1,27758	0,80868	1,19582	KJ/Kg*K			
Cp. total	1,154895033				KJ/Kg*K		

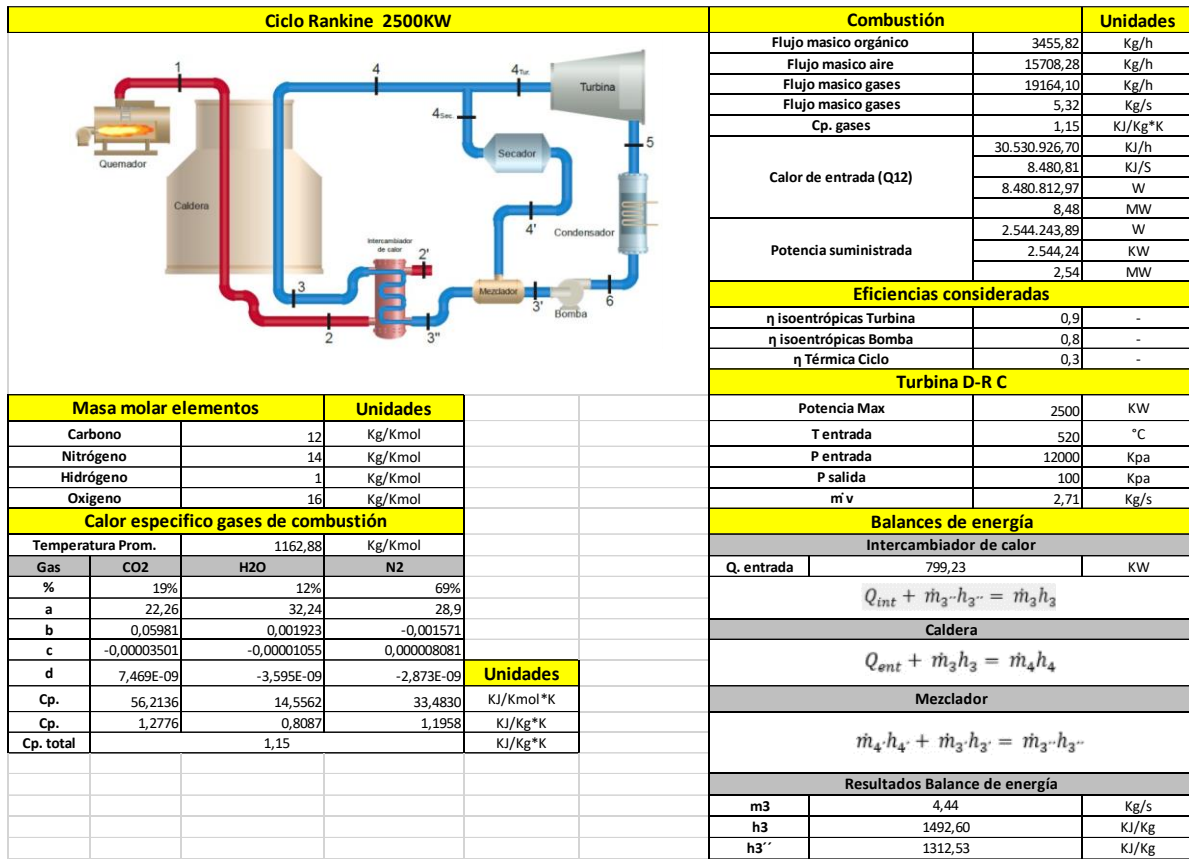


Análisis termodinámico								
Sustancia	Gases de combustión		Secado				Unidades	
Estado	Temperatura				m v	-2,13	Kg/s	
	K	°C			Q de secado	-1269,70	KW	
1	1852,61	1579,46			Masa de agua	-2024,773782	Kg/h	
2	473,15	200			Masa de arroz	-20.247,74	Kg/h	
Sustancia	Water				hfg a 100 Kpa	2257,5	Kg/h	
-	T (°C)	P (Kpa)	h (KJ/Kg)	s (KJ/Kg*K)	m v (Kg/s)	Vf (M3/Kg)	hg (KJ/Kg)	Calidad
3'	100,42	6.300	425,59	1,31	4,27	-	-	-
3	#iVALOR!	6.300	-1.921,12	#iVALOR!	2,14	-	2781,2272	-
4	482,00	6.300	3.376,40	6,80	2,14	-	-	-
4 Tur.	482,00	6.300	3.376,40	6,80	4,27	-	-	-
4 Sec.	482,00	6.300	3.376,40	6,80	-2,13	-	-	-
4'	278,79	6.300	2.781,23	5,87	-2,13	-	-	-
5s	99,61	100	2.466,67	6,80	4,27	-	-	-
5	99,61	100	2.557,65	7,04	4,27	-	-	-
6	99,61	100	417,50	1,30	4,27	0,001043	-	-
Ciclo								
m v	2,14				Kg/s			
Δ m v	-2,13				Kg/s			
Potencias		Bomba	Turbina					
34,55423803		3500		KW				
Wneta		2195,74		KW				
ηth		19%		-				
Balances de energía								
Caldera								
$Q_{ent} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$								
Mezclador								
$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_3 h_3$								
Resultados Balance de energía								
h3	-1921,123797		KJ/Kg					

## ANEXO 8: MEZCLA EN 3 2500KW INTER CAV.



## ANEXO 9: FLUJO MÁXIMO COMBUSTIBLE



Análisis termodinámico									
Sustancia	Gases de combustión			Secado				Unidades	
	Temperatura		P (Kpa)	m <sup>3</sup> v		Vf (M3/Kg)	hg (KJ/Kg)	Calidad	
K	°C	Q de secado		Masa de agua					
1	1852,61	1579,46		1,73	1.244,24				
2	473,15	200		1,984,17					
2'	343,15	70		19.841,73					
				hfg a 100 Kpa	2.257,50				
Sustancia	Water			m <sup>3</sup> v (Kg/s)	Vf (M3/Kg)	hg (KJ/Kg)	Calidad		
-	T (°C)	P (Kpa)	h (KJ/Kg)						s (KJ/Kg*K)
3'	101,17	12000	433,02	1,3111	2,71	-	-	-1,00	
3''	294,81	12000	1.312,53	3,1900	4,44	-	-	-1,00	
3	324,68	12000	1.492,60	3,4986	4,44	-	2.685,45	0,00	
4	520,00	12000	3.403,39	6,5585	4,44	-	-	-1,00	
4 tur	520,00	12000	3.403,39	6,5585	2,71	-	-	-1,00	
4sec	520,00	12000	3.403,39	6,5585	1,73	-	-	-1,00	
4'	324,68	12000	2.685,45	5,4939	1,73	-	-	1,00	
5s	99,61	100	2.376,60	6,5585	2,71	-	-	0,87	
5	99,61	100	2.479,28	6,8339	2,71	-	-	0,91	
6	99,61	100	417,50	1,3028	2,71	0,00	-	0,00	

Ciclo				Condensador		Unidades		
m v	4,44		Kg/s	Q sal	5.577,77		KJ/s	
Δ m v	1,73		Kg/s					
	<b>Bomba</b>	<b>Turbina</b>						
Potencias	41,97	2.500	KW					
Wneta	4.501,50		KW					
ηth	53%		-					
Constante del gas R				Unidades				
Gas	CO2	H2O	N2	-				
%	19%	12%	69%	-				
R	0,1889	0,4615	0,2968	KJ/Kg K				
R total	0,2929			KJ/Kg K				
Análisis exergético				Temperatura ambiente		Unidades		
η Carnot	81%			25		°C		
η Ex	66%			298,15		K		
Equipo	Turbina	Condensador	Bomba	Mezclador	Intercambiador	Caldera	Secador	Unidades
ΔSirr.	0,75	0,00	0,02	1,09	1,02	12,00	0,24	KJ/K*s
Ex Dest.	222,18	0,00	6,76	324,95	303,29	3.579,14	70,46	KW
η Exergética	97%	100%	94%	73%	77%	67%	90%	-
horas /mes	720	720	720	720	720	720	720	h
Perdidas	159.970,63	0,00	4.865,62	233.961,83	218.367,64	2.576.977,78	50.734,75	KWh
Perdidas \$	99.258.575,20	0,00	3.019.018,86	145.168.637,26	135.492.755,48	1.598.963.175,07	31.479.900,35	\$
						<b>\$ KWh</b>		
						620,48		

Energía por Kg de Cascarilla			Unidades		Emisiones CO2 Cascarilla			Unidades	
Flujo Cascarilla	4.108,97		Kg/h		Flujo cascarilla	4.108,97		Kg/h	
Flujo de vapor	15.978,21		Kg/h			4,11		Ton/h	
Relación F.Casc/F.Vap.	3,89		-		Emisiones CO2	6.382,26		KgCO2/h	
Trabajo turbina	924,10		KJ/Kg						
Energía por Kg de Cascarilla	3.593,49		KJ/Kg						
Combustible	Factor Emisión CO2	Unidad							
Carbón Genérico	2.534,81	kg CO2/Ton							
Gas Natural Genérico	1,98	kg CO2/m3							
Cascarilla de arroz	1.553,25	KgCO2/Ton							
Termoeléctrica	Termodorada 1 Gas Natural	Unidades	Zipa 2 Carbón	Unidad					
Consumo Combustible	78.560.000	Ft3/año	22.631,42	Ton/año					
	2.224.567,81	m3/año							
Capacidad efectiva neta	51	MW/año	34	MW/año					
	51.000	KW/año		34.000		KW/año			
Emisiones de CO2	4.405.979,00	Kg CO2/año	57.366.417,62	Kg CO2/año					
	4.405,98	Ton. CO2/año		57.366,42		Ton. CO2/año			
Emisiones de CO2									
-	Gas natural	Unidades	Carbón	Unidades					
Consumo de combustible Molino	172.294,96	m3 GasN-año	2.629,24	Ton Carbón					
Emisiones CO2	341.247,39	kg de CO2-año	6.664.627,93	Kg CO2 /Año					
Nuevo consumo	63.247,52	m3 GasN	965,16	Ton Carbón					
Nuevas emisiones	125.268,03	Kg CO2/Año	2.446.508,99	Kg CO2 /Año					
Emisiones CO2 reducidas	215.979,36	Kg CO2/Año	4.218.118,94	Kg CO2 /Año					

## ANEXO 10: T2=250

Ciclo Rankine 2500KW				Combustión		Unidades			
				Flujo masico orgánico	3396,58	Kg/h			
				Flujo masico aire	15439,00	Kg/h			
				Flujo masico gases	18835,58	Kg/h			
				Flujo masico gases	5,23	Kg/s			
				Cp. gases	1,15	KJ/Kg*K			
				Calor de entrada (Q12)	28.874.408,34	KJ/h			
					8.020,67	KJ/S			
					8.020.668,98	W			
				Potencia suministrada	8,02	MW			
					2.406.200,69	W			
2.406,20	KW								
2,41	MW								
Eficiencias consideradas									
η isoentrópicas Turbina				0,9	-				
η isoentrópicas Bomba				0,8	-				
η Térmica Ciclo				0,3	-				
Turbina D-R C									
Potencia Max				2500	KW				
T entrada				520	°C				
P entrada				12000	Kpa				
P salida				100	Kpa				
m v				2,71	Kg/s				
Balances de energía									
Intercambiador de calor									
Q. entrada				1085,94	KW				
$Q_{int} + \dot{m}_3 \cdot h_3'' = \dot{m}_3 h_3$									
Caldera									
$Q_{ent} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$									
Mezclador									
$\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_3 \cdot h_3''$									
Resultados Balance de energía									
m3				4,20	Kg/s				
h3				1492,26	KJ/Kg				
h3''				1233,51	KJ/Kg				
Análisis termodinámico									
Sustancia		Gases de combustión			Secado			Unidades	
Estado	Temperatura								
	K	°C							
1	1852,61	1579,46							
2	523,15	250							
2'	343,15	70							
Sustancia		Water							
		T (°C)	P (Kpa)	h (KJ/Kg)	s (KJ/Kg*K)	m'v (Kg/s)	Vf (M3/Kg)	hg (KJ/Kg)	Calidad
-	3'	101,17	12000	433,02	1,3111	2,71	-	-	-1,00
-	3''	279,88	12000	1.233,51	3,0490	4,20	-	-	-1,00
-	3	324,68	12000	1.492,26	3,4980	4,20	-	2.685,45	0,00
-	4	520,00	12000	3.403,39	6,5585	4,20	-	-	-1,00
-	4 tur	520,00	12000	3.403,39	6,5585	2,71	-	-	-1,00
-	4sec	520,00	12000	3.403,39	6,5585	1,49	-	-	-1,00
-	4'	324,68	12000	2.685,45	5,4939	1,49	-	-	1,00
-	5s	99,61	100	2.376,60	6,5585	2,71	-	-	0,87
-	5	99,61	100	2.479,28	6,8339	2,71	-	-	0,91
-	6	99,61	100	417,50	1,3028	2,71	0,00	-	0,00
Ciclo				Condensador			Unidades		
m v		4,20		Kg/s					
Δ m v		1,49		Kg/s					
		Bomba		Turbina					
Potencias		41,97		2.500		KW			
Wneta		4.614,79				KW			
ηth		58%				-			
Constante del gas R				Unidades					
Gas		CO2		H2O		N2		-	
%		19%		12%		69%		-	
R		0,1889		0,4615		0,2968		KJ/Kg K	
R total		0,2929						KJ/Kg K	

Análisis exergético				Temperatura ambiente		Unidades		\$ KWh
$\eta$ Carnot	81%			25		°C		620,48
$\eta$ Ex	71%			298,15		K		
Equipo	Turbina	Condensador	Bomba	Mezclador	Intercambiador	Caldera	Secador	Unidades
$\Delta$ Sirr.	0,75	0,00	0,02	1,05	1,42	11,39	0,20	KJ/K*s
Ex Dest.	222,18	0,00	6,76	314,48	423,30	3.394,75	60,64	KW
$\eta$ Exergética	97%	100%	94%	71%	76%	67%	90%	
horas /mes	720	720	720	720	720	720	720	h
Perdidas	159.970,63	0,00	4.865,62	226.425,11	304.773,34	2.444.218,24	43.663,08	KWh
Perdidas \$	99.258.575,20	0,00	3.019.018,86	140.492.255,05	189.105.763,14	1.516.588.531,29	27.092.068,38	\$

Calor específico gases de combustión				
Temperatura Prom.		433,15		Kg/Kmol
Gas	CO2	H2O	N2	
%	19%	12%	69%	
a	22,26	32,24	28,9	
b	0,05981	0,001923	-0,001571	
c	-0,00003501	-0,00001055	0,000008081	
d	7,469E-09	-3,595E-09	-2,873E-09	<b>Unidades</b>
Cp.	42,2051	30,8014	29,5022	KJ/Kmol*K
Cp.	0,9592	1,7112	1,0536	KJ/Kg*K
Cp. total	1,10			KJ/Kg*K

Energía por Kg de Cascarilla		Unidades	Emisiones CO2 Cascarilla		Unidades
Flujo Cascarilla	4.038,53	Kg/h	Factor emisiones	1.553,25	KgCO2/Ton
Flujo de vapor	15.108,58	Kg/h	Flujo cascarilla	4.038,53	Kg/h
Relación F.Casc/F.Vap.	3,74	-		4,04	Ton/h
Trabajo turbina	924,10	KJ/Kg	Emisiones CO2	6.272,86	KgCO2/h
Energía por Kg de Cascarilla	3.457,17	KJ/Kg			

## ANEXO 11: T2 =150

Ciclo Rankine 2500KW					Combustión		Unidades	
					Flujo masico orgánico	3517,64	Kg/h	
					Flujo masico aire	15989,27	Kg/h	
					Flujo masico gases	19506,90	Kg/h	
					Flujo masico gases	5,42	Kg/s	
					Cp. gases	1,16	KJ/Kg*K	
					Calor de entrada (Q12)	32.245.947,74	KJ/h	
						8.957,21	KJ/S	
						8.957.207,71	W	
					Potencia suministrada	2.687.162,31	W	
						2.687,16	KW	
2,69	MW							
Eficiencias consideradas								
η isoentrópicas Turbina					0,9	-		
η isoentrópicas Bomba					0,8	-		
η Térmica Ciclo					0,3	-		
Turbina D-R C								
Potencia Max					2500	KW		
T entrada					520	°C		
P entrada					12000	Kpa		
P salida					100	Kpa		
m v					2,71	Kg/s		
Balances de energía								
Intercambiador de calor								
Q. entrada					501,29	KW		
$Q_{int} + \dot{m}_3 \cdot h_{3''} = \dot{m}_3 h_3$								
Caldera								
$Q_{ent} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$								
Mezclador								
$\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_3 \cdot h_{3''} = \dot{m}_3 \cdot h_{3'}$								
Resultados Balance de energía								
m3					4,69	Kg/s		
h3					1492,30	KJ/Kg		
h3''					1385,34	KJ/Kg		
Análisis termodinámico								
Sustancia	Gases de combustión		Secado			Unidades		
Estado	Temperatura		m v	Q de secado	Masa de agua	Masa de arroz	hfg a 100 Kpa	
	K	°C						
1	1852,61	1579,46						
2	423,15	150						
2'	343,15	70						
Sustancia	Water							
-	T (°C)	P (Kpa)	h (KJ/Kg)	s (KJ/Kg*K)	m v (Kg/s)	Vf (M3/Kg)	hg (KJ/Kg)	Calidad
3'	101,17	12000	433,02	1,3111	2,71	-	-	-1,00
3''	307,73	12000	1.385,34	3,3167	4,69	-	-	-1,00
3	324,68	12000	1.492,30	3,4981	4,69	-	2.685,45	0,00
4	520,00	12000	3.403,39	6,5585	4,69	-	-	-1,00
4 tur	520,00	12000	3.403,39	6,5585	2,71	-	-	-1,00
4sec	520,00	12000	3.403,39	6,5585	1,98	-	-	-1,00
4'	324,68	12000	2.685,45	5,4939	1,98	-	-	1,00
5s	99,61	100	2.376,60	6,5585	2,71	-	-	0,87
5	99,61	100	2.479,28	6,8339	2,71	-	-	0,91
6	99,61	100	417,50	1,3028	2,71	0,00	-	0,00
Ciclo			Condensador			Unidades		
m v	4,69		Q sal	5.577,77				
Δ m v	1,98							
		Bomba	Turbina					
Potencias	41,97	2.500						
Wneta	4.382,02							
ηth	49%							
Constante del gas R				Unidades				
Gas	CO2	H2O	N2					
%	19%	12%	69%					
R	0,1889	0,4615	0,2968					
R total	0,2929							

Análisis exergético				Temperatura ambiente		Unidades		\$ KWh	
η Carnot	81%			25		°C		620,48	
η Ex	61%			298,15		K			
Equipo	Turbina	Condensador	Bomba	Mezclador	Intercambiador	Caldera	Secador	Unidades	
ΔSirr.	0,75	0,00	0,02	1,11	0,62	12,64	0,27	KJ/K*s	
Ex Dest.	222,18	0,00	6,76	331,31	185,18	3.767,49	80,57	KW	
η Exergética	97%	100%	94%	74%	78%	68%	90%		
horas/mes	720	720	720	720	720	720	720	h	
Perdidas	159.970,63	0,00	4.865,62	238.545,61	133.332,44	2.712.593,92	58.011,44	KWh	
Perdidas \$	99.258.575,20	0,00	3.019.018,86	148.012.779,17	82.730.113,10	1.683.110.277,90	35.994.936,49	\$	

Energía por Kg de Cascarilla			Unidades		Emisiones CO2 Cascarilla			Unidades	
Flujo Cascarilla	4.182,47		Kg/h		Factor emisiones	1.553,25	KgCO2/Ton		
Flujo de vapor	16.873,05		Kg/h		Flujo cascarilla	4.182,47	Kg/h		
Relación F.Casc/F.Vap.	4,03		-			4,18	Ton/h		
Trabajo turbina	924,10		KJ/Kg		Emisiones CO2	6.496,43	KgCO2/h		
Energía por Kg de Cascarilla	3.728,05		KJ/Kg						

## Anexo 12: T2=100

Ciclo Rankine 2500KW				Combustión			Unidades		
				Flujo masico orgánico	3582,87	Kg/h			
				Flujo masico aire	16285,76	Kg/h			
				Flujo masico gases	19868,62	Kg/h			
				Flujo masico gases	5,52	Kg/s			
				Cp. gases	1,16	KJ/Kg*K			
				Calor de entrada (Q12)	34.029.014,71	KJ/h			
					9.452,50	KJ/S			
					9.452.504,09	W			
				Potencia suministrada	9,45	MW			
					2.835.751,23	W			
2.835,75	KW								
Eficiencias consideradas				2,84	MW				
η isoentrópicas Turbina				0,9	-				
η isoentrópicas Bomba				0,8	-				
η Térmica Ciclo				0,3	-				
Turbina D-R C									
Potencia Max				2500	KW				
T entrada				520	°C				
P entrada				12000	Kpa				
P salida				100	Kpa				
m v				2,71	Kg/s				
Balances de energía									
Intercambiador de calor									
Q. entrada	191,67	KW		$Q_{int} + \dot{m}_3 \cdot h_{3''} = \dot{m}_3 h_3$					
Caldera				$Q_{ent} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$					
Mezclador				$\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_3 \cdot h_{3''}$					
Resultados Balance de energía									
m3	4,95	Kg/s							
h3	1492,09	KJ/Kg							
h3''	1453,33	KJ/Kg							

Análisis termodinámico								
Sustancia	Gases de combustión			Secado			Unidades	
	Temperatura			m v				
Estado	K	°C		Q de secado		2,24	Kg/s	
1	1852,61	1579,46		Masa de agua		1.608,38	KW	
2	373,15	100		Masa de arroz		2.564,86	Kg/h	
2'	343,15	70		hfg a 100 Kpa		25.648,55	Kg/h	
2''	343,15	70				2.257,50	Kg/h	
Sustancia	Water							
-	T (°C)	P (Kpa)	h (KJ/Kg)	s (KJ/Kg*K)	m v (Kg/s)	Vf (M3/Kg)	hg (KJ/Kg)	Calidad
3'	101,17	12000	433,02	1,3111	2,71	-	-	-1,00
3''	318,89	12000	1.453,33	3,4326	4,95	-	-	-1,00
3	324,68	12000	1.492,09	3,4978	4,95	-	2.685,45	0,00
4	520,00	12000	3.403,39	6,5585	4,95	-	-	-1,00
4 tur	520,00	12000	3.403,39	6,5585	2,71	-	-	-1,00
4sec	520,00	12000	3.403,39	6,5585	2,24	-	-	-1,00
4'	324,68	12000	2.685,45	5,4939	2,24	-	-	1,00
5s	99,61	100	2.376,60	6,5585	2,71	-	-	0,87
5	99,61	100	2.479,28	6,8339	2,71	-	-	0,91
6	99,61	100	417,50	1,3028	2,71	0,00	-	0,00



Ciclo				Condensador		Unidades		
m v	4,95		Kg/s	Q sal	5.577,77	KJ/s		
Δ m v	2,24		Kg/s					
		<b>Bomba</b>	<b>Turbina</b>					
Potencias	41,97	2.500	KW					
Wneta	4.258,08		KW					
ηth	45%		-					
Constante del gas R				Unidades				
Gas	CO2	H2O	N2					
%	19%	12%	69%					
R	0,1889	0,4615	0,2968	KJ/Kg K				
R total	0,2929			KJ/Kg K				
Análisis exerético				Temperatura ambiente		Unidades		\$ KWh
η Carnot	81%			25		°C		620,48
η Ex	56%			298,15		K		
Equipo	Turbina	Condensador	Bomba	Mezclador	Intercambiador	Caldera	Secador	Unidades
ΔSirr.	0,75	0,00	0,02	1,12	0,23	13,28	0,31	KJ/K*s
Ex Dest.	222,18	0,00	6,76	334,35	68,84	3.960,05	91,09	KW
η Exerética	97%	100%	94%	76%	79%	68%	90%	
horas /mes	720	720	720	720	720	720	720	h
Perdidas	159.970,63	0,00	4.865,62	240.733,63	49.566,27	2.851.233,75	65.582,63	KWh
Perdidas \$	99.258.575,20	0,00	3.019.018,86	149.370.405,49	30.754.882,09	1.769.133.519,82	40.692.708,90	\$

Calor específico gases de combustión				
Temperatura Prom.		358,15	Kg/Kmol	
Gas	CO2	H2O	N2	
%	19%	12%	69%	
a	22,26	32,24	28,9	
b	0,05981	0,001923	-0,001571	
c	-0,00003501	-0,00001055	0,000008081	
d	7,469E-09	-3,595E-09	-2,873E-09	
Cp.	39,5333	31,4103	29,2419	Unidades
Cp.	0,8985	1,7450	1,0444	KJ/Kmol*K
Cp. total	1,09			KJ/Kg*K

Energía por Kg de Cascarilla		Unidades		Emisiones CO2 Cascarilla		Unidades	
Flujo Cascarilla	4.260,03	Kg/h		Factor emisiones	1.553,25	KgCO2/Ton	
Flujo de vapor	17.804,11	Kg/h		Flujo cascarilla	4.260,03	Kg/h	
Relación F.Casc/F.Vap.	4,18	-			4,26	Ton/h	
Trabajo turbina	924,10	KJ/Kg		Emisiones CO2	6.616,89	KgCO2/h	
Energía por Kg de Cascarilla	3.862,15	KJ/Kg					

## ANEXO 13: T2'=100

Ciclo Rankine 2500KW				Combustión		Unidades		
				Flujo masico orgánico	3563,28	Kg/h		
				Flujo masico aire	16196,75	Kg/h		
				Flujo masico gases	19760,03	Kg/h		
				Flujo masico gases	5,49	Kg/s		
				Cp. gases	1,15	KJ/Kg*K		
				Calor de entrada (Q12)	31.480.330,49	KJ/h		
					8.744,54	KJ/S		
					8.744.536,25	W		
				Potencia suministrada	8,74	MW		
					2.623.360,87	W		
2.623,36	KW							
2,62	MW							
Eficiencias consideradas								
η isoentrópicas Turbina				0,9	-			
η isoentrópicas Bomba				0,8	-			
η Térmica Ciclo				0,3	-			
Turbina D-R C								
Potencia Max				2500	KW			
T entrada				520	°C			
P entrada				12000	Kpa			
P salida				100	Kpa			
m v				2,71	Kg/s			
Balances de energía								
Intercambiador de calor								
Q. entrada		633,91		KW				
$Q_{int} + \dot{m}_3 \cdot h_{3''} = \dot{m}_3 h_3$								
Caldera								
$Q_{ent} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$								
Mezclador								
$\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_3 \cdot h_{3''} = \dot{m}_3 \cdot h_{3''}$								
Resultados Balance de energía								
m3		4,58		Kg/s				
h3		1492,20		KJ/Kg				
h3''		1353,66		KJ/Kg				
Análisis termodinámico								
Sustancia	Gases de combustión		Secado				Unidades	
	Temperatura		m v				1,87	
Estado	K		Q de secado				1.342,65	
	°C		Masa de agua				2.141,10	
1	1852,61	1579,46	Masa de arroz				21.410,96	
2	473,15	200	hfg a 100 Kpa				2.257,50	
2'	373,15	100						
Sustancia	Water							
-	T (°C)	P (Kpa)	h (KJ/Kg)	s (KJ/Kg*K)	m v (Kg/s)	Vf (M3/Kg)	hg (KJ/Kg)	Calidad
3'	101,17	12000	433,02	1,3111	2,71	-	-	-1,00
3''	302,22	12000	1.353,66	3,2619	4,58	-	-	-1,00
3	324,68	12000	1.492,20	3,4980	4,58	-	2.685,45	0,00
4	520,00	12000	3.403,39	6,5585	4,58	-	-	-1,00
4 tur	520,00	12000	3.403,39	6,5585	2,71	-	-	-1,00
4sec	520,00	12000	3.403,39	6,5585	1,87	-	-	-1,00
4'	324,68	12000	2.685,45	5,4939	1,87	-	-	1,00
5s	99,61	100	2.376,60	6,5585	2,71	-	-	0,87
5	99,61	100	2.479,28	6,8339	2,71	-	-	0,91
6	99,61	100	417,50	1,3028	2,71	0,00	-	0,00
Ciclo				Condensador		Unidades		
m v		4,58		Q sal		5.577,77		
Δ m v		1,87						
Bomba				Turbina				
Potencias		41,97		2.500		KW		
Wneta		4.434,58				KW		
ηth		51%				-		
Constante del gas R							Unidades	
Gas	CO2	H2O	N2	-				
%	19%	12%	69%	-				
R	0,1889	0,4615	0,2968	KJ/Kg K				
R total	0,2929		KJ/Kg K					

Análisis exerético			Temperatura ambiente			Unidades		\$ KWh	
$\eta$ Carnot	81%			25			°C		620,48
$\eta$ Ex	63%			298,15			K		
Equipo	Turbina	Condensador	Bomba	Mezclador	Intercambiador	Caldera	Secador	Unidades	
$\Delta$ Sirr.	0,75	0,00	0,02	1,10	0,82	12,43	0,26	KJ/K*s	
Ex Dest.	222,18	0,00	6,76	328,93	244,10	3.705,09	76,04	KW	
$\eta$ Exerética	97%	100%	94%	74%	76%	67%	90%		
horas /mes	720	720	720	720	720	720	720	h	
Perdidas	159.970,63	0,00	4.865,62	236.832,70	175.750,42	2.667.663,49	54.747,22	KWh	
Perdidas \$	99.258.575,20	0,00	3.019.018,86	146.949.950,85	109.049.617,83	1.655.231.839,77	33.969.553,71	\$	

Energía por Kg de Cascarilla		Unidades		Emisiones CO2 Cascarilla		Unidades	
Flujo Cascarilla	4.236,75	Kg/h		Factor emisiones	1.553,25	KgCO2/Ton	
Flujo de vapor	16.471,64	Kg/h		Flujo cascarilla	4.236,75	Kg/h	
Relación F.Casc/F.Vap.	3,89	-			4,24	Ton/h	
Trabajo turbina	924,10	KJ/Kg		Emisiones CO2	6.580,73	KgCO2/h	
Energía por Kg de Cascarilla	3.592,74	KJ/Kg					

## ANEXO 14: T2'=90

Ciclo Rankine 2500KW				Combustión		Unidades		
				Flujo masico orgánico	3526,58	Kg/h		
				Flujo masico aire	16029,92	Kg/h		
				Flujo masico gases	19556,51	Kg/h		
				Flujo masico gases	5,43	Kg/s		
				Cp. gases	1,15	KJ/Kg*K		
				Calor de entrada (Q12)	31.156.085,79	KJ/h		
					8.654,47	KJ/S		
					8.654.468,28	W		
				Potencia suministrada	8,65	MW		
					2.596.340,48	W		
2.596,34	KW							
2,60	MW							
Eficiencias consideradas								
$\eta$ isoentrópicas Turbina	0,9	-						
$\eta$ isoentrópicas Bomba	0,8	-						
$\eta$ Térmica Ciclo	0,3	-						
Turbina D-R C								
Potencia Max	2500	KW						
T entrada	520	°C						
P entrada	12000	Kpa						
P salida	100	Kpa						
m v	2,71	Kg/s						
Balances de energía								
Intercambiador de calor								
Q. entrada	690,12	KW						
$Q_{int} + \dot{m}_3 \cdot h_{3''} = \dot{m}_3 h_3$								
Caldera								
$Q_{ent} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$								
Mezclador								
$\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_3 \cdot h_{3''} = \dot{m}_3 \cdot h_{3'}$								
Resultados Balance de energía								
m3	4,53	Kg/s						
h3	1492,19	KJ/Kg						
h3''	1339,79	KJ/Kg						
Análisis termodinámico								
Sustancia	Gases de combustión		Secado				Unidades	
	Temperatura		m v				Kg/s	
Estado	K	°C	Q de secado				1.308,79	
			Masa de agua				2.087,10	
1	1852,61	1579,46	Masa de arroz				20.871,01	
2	473,15	200	hfg a 100 Kpa				2.257,50	
2'	363,15	90						
Sustancia	Water							
-	T (°C)	P (Kpa)	h (KJ/Kg)	s (KJ/Kg*K)	m v (Kg/s)	Vf (M3/Kg)	hg (KJ/Kg)	Calidad
3'	101,17	12000	433,02	1,3111	2,71	-	-	-1,00
3''	299,75	12000	1.339,79	3,2377	4,53	-	-	-1,00
3	324,68	12000	1.492,19	3,4979	4,53	-	2.685,45	0,00
4	520,00	12000	3.403,39	6,5585	4,53	-	-	-1,00
4 tur	520,00	12000	3.403,39	6,5585	2,71	-	-	-1,00
4sec	520,00	12000	3.403,39	6,5585	1,82	-	-	-1,00
4'	324,68	12000	2.685,45	5,4939	1,82	-	-	1,00
5s	99,61	100	2.376,60	6,5585	2,71	-	-	0,87
5	99,61	100	2.479,28	6,8339	2,71	-	-	0,91
6	99,61	100	417,50	1,3028	2,71	0,00	-	0,00

Ciclo				Condensador		Unidades			
m v	4,53		Kg/s	Q sal	5.577,77		KJ/s		
$\Delta$ m v	1,82		Kg/s						
	Bomba	Turbina							
Potencias	41,97	2.500	KW						
Wneta	4.456,93		KW						
$\eta$ th	51%		-						
Constante del gas R				Unidades					
Gas	CO2	H2O	N2	-					
%	19%	12%	69%	-					
R	0,1889	0,4615	0,2968	KJ/Kg K					
R total	0,2929		KJ/Kg K						
Análisis exergético				Temperatura ambiente		Unidades		\$ KWh	
$\eta$ Carnot	81%			25		°C		620,48	
$\eta$ Ex	64%			298,15		K			
Equipo	Turbina	Condensador	Bomba	Mezclador	Intercambiador	Caldera	Secador	Unidades	
$\Delta$ Sirr.	0,75	0,00	0,02	1,10	0,89	12,28	0,25	KJ/K*s	
Ex Dest.	222,18	0,00	6,76	327,70	264,52	3.662,09	74,12	KW	
$\eta$ Exergética	97%	100%	94%	73%	77%	67%	90%		
horas /mes	720	720	720	720	720	720	720	h	
Perdidas	159.970,63	0,00	4.865,62	235.945,82	190.453,29	2.636.702,36	53.366,59	KWh	
Perdidas \$	99.258.575,20	0,00	3.019.018,86	146.399.660,20	118.172.456,61	1.636.021.082,67	33.112.902,66	\$	

Calor específico gases de combustión					
Temperatura Prom.		418,15		Kg/Kmol	
Gas	CO2	H2O	N2		
%	19%	12%	69%		
a	22,26	32,24	28,9		
b	0,05981	0,001923	-0,001571		
c	-0,00003501	-0,00001055	0,000008081		
d	7,469E-09	-3,595E-09	-2,873E-09		
Cp.	41,6942	30,9366	29,4460		
Cp.	0,9476	1,7187	1,0516		
Cp. total	1,10			KJ/Kg*K	

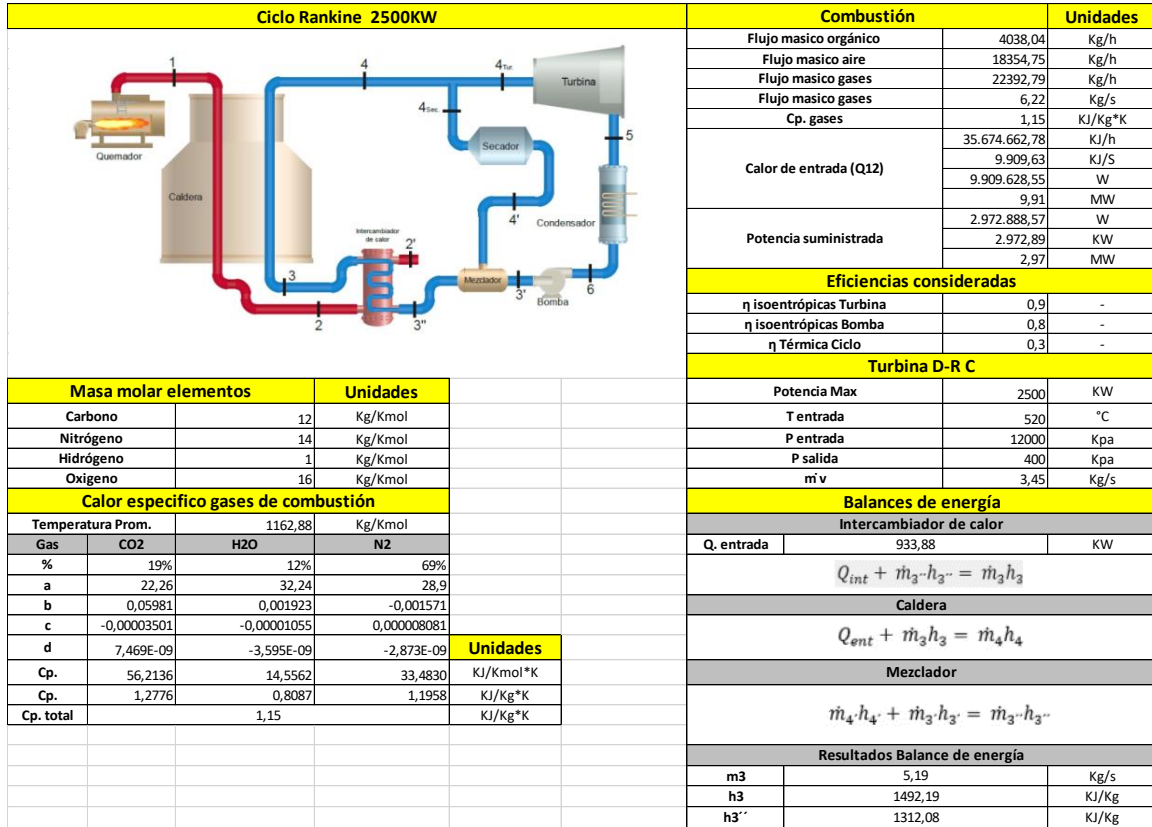
Energía por Kg de Cascarilla			Unidades		Emisiones CO2 Cascarilla			Unidades	
Flujo Cascarilla	4.193,11	Kg/h			Factor emisiones	1.553,25	KgCO2/Ton		
Flujo de vapor	16.301,86	Kg/h			Flujo cascarilla	4.193,11	Kg/h		
Relación F.Casc/F.Vap.	3,89	-				4,19	Ton/h		
Trabajo turbina	924,10	KJ/Kg			Emisiones CO2	6.512,95	KgCO2/h		
Energía por Kg de Cascarilla	3.592,71	KJ/Kg							

## ANEXO 15: T2'=50

Ciclo Rankine 2500KW				Combustión		Unidades		
				Flujo masico organico	3387,31	Kg/h		
				Flujo masico aire	15396,86	Kg/h		
				Flujo masico gases	18784,16	Kg/h		
				Flujo masico gases	5,22	Kg/s		
				Cp. gases	1,15	KJ/Kg*K		
				Calor de entrada (Q12)	29.925.643,69	KJ/h		
					8.312,68	KJ/S		
				Potencia suministrada	8.312.678,80	W		
					8,31	MW		
					2.493.803,64	W		
	2.493,80	KW						
	2,49	MW						
Eficiencias consideradas								
η isoentrópicas Turbina				0,9	-			
η isoentrópicas Bomba				0,8	-			
η Térmica Ciclo				0,3	-			
Turbina D-R C								
Potencia Max				2500	KW			
T entrada				520	°C			
P entrada				12000	Kpa			
P salida				100	Kpa			
m v				2,71	Kg/s			
Balances de energía								
Intercambiador de calor								
Q. entrada	903,91			KW				
$Q_{int} + \dot{m}_3 \cdot h_{3'} = \dot{m}_3 h_3$								
Caldera								
$Q_{ent} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$								
Mezclador								
$\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_3 \cdot h_{3'} = \dot{m}_3 \cdot h_{3''}$								
Resultados Balance de energía								
m3	4,35			Kg/s				
h3	1492,43			KJ/Kg				
h3''	1284,63			KJ/Kg				
Análisis termodinámico								
Sustancia	Gases de combustión		Secado				Unidades	
	Temperatura		m v					
Estado	K	°C	Q de secado					
1	1852,61	1579,46	Masa de agua				1,64 Kg/s	
2	473,15	200	Masa de arroz				1.180,78 KW	
2'	323,15	50	hfg a 100 Kpa				1.882,98 Kg/h	
Sustancia	Water							
-	T (°C)	P (Kpa)	h (KJ/Kg)	s (KJ/Kg*K)	m v (Kg/s)	Vf (M3/Kg)	hg (KJ/Kg)	Calidad
3'	101,17	12000	433,02	1,3111	2,71	-	-	-1,00
3''	289,64	12000	1.284,63	3,1406	4,35	-	-	-1,00
3	324,68	12000	1.492,43	3,4983	4,35	-	2.685,45	0,00
4	520,00	12000	3.403,39	6,5585	4,35	-	-	-1,00
4 tur	520,00	12000	3.403,39	6,5585	2,71	-	-	-1,00
4sec	520,00	12000	3.403,39	6,5585	1,64	-	-	-1,00
4'	324,68	12000	2.685,45	5,4939	1,64	-	-	1,00
5s	99,61	100	2.376,60	6,5585	2,71	-	-	0,87
5	99,61	100	2.479,28	6,8339	2,71	-	-	0,91
6	99,61	100	417,50	1,3028	2,71	0,00	-	0,00
Ciclo			Condensador			Unidades		
m v	4,35		Q sal			5.577,77 KJ/s		
Δ m v	1,64							
Potencias	Bomba	41,97						
	Turbina	2.500						
Wneta	4.542,72							
ηth	55%							
Constante del gas R				Unidades				
Gas	CO2	H2O	N2	-				
%	19%	12%	69%	-				
R	0,1889	0,4615	0,2968	KJ/Kg K				
R total	0,2929		KJ/Kg K					

Análisis exergético				Temperatura ambiente		Unidades	\$ KWh	
η Carnot	81%			25		°C	620,48	
η Ex	68%			298,15		K		
Equipo	Turbina	Condensador	Bomba	Mezclador	Intercambiador	Caldera	Secador	Unidades
ΔSirr.	0,75	0,00	0,02	1,08	1,14	11,74	0,22	KJ/K*s
Ex Dest.	222,18	0,00	6,76	321,67	339,32	3.498,88	66,87	KW
η Exergética	97%	100%	94%	72%	78%	67%	90%	
horas /mes	720	720	720	720	720	720	720	h
Perdidas	159.970,63	0,00	4.865,62	231.602,69	244.309,53	2.519.191,46	48.147,20	KWh
Perdidas \$	99.258.575,20	0,00	3.019.018,86	143.704.834,01	151.589.175,96	1.563.107.914,74	29.874.375,17	\$
Calor específico gases de combustión								
Temperatura Prom.	398,15		Kg/Kmol					
Gas	CO2	H2O	N2					
%	19%	12%	69%					
a	22,26	32,24	28,9					
b	0,05981	0,001923	-0,001571					
c	-0,00003501	-0,00001055	0,000008081					
d	7,469E-09	-3,595E-09	-2,873E-09		Unidades			
Cp.	40,9949	31,1063	29,3742		KJ/Kmol*K			
Cp.	0,9317	1,7281	1,0491		KJ/Kg*K			
Cp. total	1,10				KJ/Kg*K			
Energía por Kg de Cascarilla			Unidades	Emisiones CO2 Cascarilla		Unidades		
Flujo Cascarilla	4.027,51		Kg/h	Factor emisiones	1.553,25	KgCO2/Ton		
Flujo de vapor	15.660,01		Kg/h	Flujo cascarilla	4.027,51	Kg/h		
Relación F.Casc/F.Vap.	3,89		-		4,03	Ton/h		
Trabajo turbina	924,10		KJ/Kg	Emisiones CO2	6.255,73	KgCO2/h		
Energía por Kg de Cascarilla	3.593,16		KJ/Kg					

## ANEXO 16: P5=400



Análisis termodinámico								
Sustancia	Gases de combustión		Secado				Unidades	
Estado	Temperatura		m v				Kg/s	
	K	°C	Q de secado				1.247,59	
1	1852,61	1579,46	Masa de agua				1.989,52	
2	473,15	200	Masa de arroz				19.895,20	
2'	343,15	70	hfg a 100 Kpa				2.257,50	
Sustancia	Water							
-	T (°C)	P (Kpa)	h (KJ/Kg)	s (KJ/Kg*K)	m v (Kg/s)	Vf (M3/Kg)	hg (KJ/Kg)	Calidad
3'	145,41	12000	619,78	1,7826	3,45	-	-	-1,00
3''	294,73	12000	1.312,08	3,1892	5,19	-	-	-1,00
3	324,68	12000	1.492,19	3,4979	5,19	-	2.685,45	0,00
4	520,00	12000	3.403,39	6,5585	5,19	-	-	-1,00
4 tur	520,00	12000	3.403,39	6,5585	3,45	-	-	-1,00
4sec	520,00	12000	3.403,39	6,5585	1,74	-	-	-1,00
4'	324,68	12000	2.685,45	5,4939	1,74	-	-	1,00
5s	143,61	400	2.597,60	6,5585	3,45	-	-	0,93
5	143,61	400	2.678,18	6,7518	3,45	-	-	0,97
6	143,61	400	604,65	1,7765	3,45	0,00	-	0,00
Ciclo				Condensador		Unidades		
m v	5,19		Kg/s		Q sal	7.148,05		
Δ m v	1,74		Kg/s					
Potencias	Bomba	Turbina	KW					
Wneta	52,14	2.500	KW					
Wneta	4.629,34		KW					
ηth	47%		-					



Constante del gas R				Unidades					
Gas	CO2	H2O	N2	-					
%	19%	12%	69%	-					
R	0,1889	0,4615	0,2968	KJ/Kg K					
R total	0,2929			KJ/Kg K					
Análisis exergético				Temperatura ambiente		Unidades		\$ KWh	
η Carnot	72%			25		°C		620,48	
η Ex	65%			298,15		K			
Equipo	Turbina	Condensador	Bomba	Mezclador	Intercambiador	Caldera	Secador	Unidades	
ΔSirr.	0,67	0,00	0,02	0,84	1,25	14,29	0,24	KJ/K*s	
Ex Dest.	198,72	0,00	6,36	251,51	372,16	4.261,36	70,65	KW	
η Exergética	98%	100%	96%	79%	76%	67%	90%		
horas /mes	720	720	720	720	720	720	720	h	
Perdidas	143.080,51	0,00	4.582,21	181.090,14	267.956,88	3.068.181,56	50.871,47	KWh	
Perdidas \$	88.778.596,95	0,00	2.843.172,71	112.362.809,02	166.261.885,73	1.903.745.295,21	31.564.729,45	\$	
Calor específico gases de combustión									
Temperatura Prom.		408,15		Kg/Kmol					
Gas	CO2	H2O	N2						
%	19%	12%	69%						
a	22,26	32,24	28,9						
b	0,05981	0,001923	-0,001571						
c	-0,00003501	-0,00001055	0,000008081						
d	7,469E-09	-3,595E-09	-2,873E-09	Unidades					
Cp.	41,3471	31,0230	29,4096	KJ/Kmol*K					
Cp.	0,9397	1,7235	1,0503	KJ/Kg*K					
Cp. total	1,10			KJ/Kg*K					
Energía por Kg de Cascarilla			Unidades		Emisiones CO2 Cascarilla			Unidades	
Flujo Cascarilla		4.801,23	Kg/h		Factor emisiones		1.553,25	KgCO2/Ton	
Flujo de vapor		18.666,12	Kg/h		Flujo cascarilla		4.801,23	Kg/h	
Relación F.Casc/F.Vap.		3,89	-				4,80	Ton/h	
Trabajo turbina		725,21	KJ/Kg		Emisiones CO2		7.457,52	KgCO2/h	
Energía por Kg de Cascarilla		2.819,44	KJ/Kg						

## ANEXO 17: P5=300

Ciclo Rankine 2500KW				Combustión		Unidades			
				Flujo masico organico	3886,71	Kg/h			
				Flujo masico aire	17666,88	Kg/h			
				Flujo masico gases	21553,59	Kg/h			
				Flujo masico gases	5,99	Kg/s			
				Cp. gases	1,15	KJ/Kg*K			
				Calor de entrada (Q12)	34.337.706,47	KJ/h			
					9.538,25	KJ/S			
					9.538.251,80	W			
				Potencia suministrada	2.861.475,54	W			
					2.861,48	KW			
2,86	MW								
Eficiencias consideradas									
				η isoentrópicas Turbina	0,9	-			
				η isoentrópicas Bomba	0,8	-			
				η Térmica Ciclo	0,3	-			
Turbina D-R C									
				Potencia Max	2500	KW			
				T entrada	520	°C			
				P entrada	12000	Kpa			
				P salida	300	Kpa			
				m v	3,25	Kg/s			
Balances de energía									
Intercambiador de calor									
Q. entrada				898,88	KW				
$Q_{int} + \dot{m}_3 \cdot h_{3''} = \dot{m}_3 h_3$									
Caldera									
$Q_{ent} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$									
Mezclador									
$\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_3 \cdot h_{3''}$									
Resultados Balance de energía									
m3				4,99	Kg/s				
h3				1492,30	KJ/Kg				
h3''				1312,20	KJ/Kg				
Análisis termodinámico									
Sustancia	Gases de combustión		Secado				Unidades		
Estado	Temperatura		m v	Q de secado	Masa de agua	Masa de arroz	hfg a 100 Kpa		
	K	°C							1,74081200
1	1852,61	1579,46							
2	473,15	200							
2'	343,15	70							
Sustancia	Water								
-	T (°C)	P (Kpa)	h (KJ/Kg)	s (KJ/Kg*K)	m v (Kg/s)	Vf (M3/Kg)	hg (KJ/Kg)	Calidad	
3'	135,27	12000	576,68	1,6784	3,25	-	-	-1,00	
3''	294,75	12000	1.312,20	3,1894	4,99	-	-	-1,00	
3	324,68	12000	1.492,30	3,4981	4,99	-	2.685,45	0,00	
4	520,00	12000	3.403,39	6,5585	4,99	-	-	-1,00	
4 tur	520,00	12000	3.403,39	6,5585	3,25	-	-	-1,00	
4sec	520,00	12000	3.403,39	6,5585	1,74	-	-	-1,00	
4'	324,68	12000	2.685,45	5,4939	1,74	-	-	1,00	
5s	133,52	300	2.548,74	6,5585	3,25	-	-	0,92	
5	133,52	300	2.634,20	6,7686	3,25	-	-	0,96	
6	133,52	300	561,43	1,6717	3,25	0,00	-	0,00	
Ciclo			Condensador				Unidades		
m v			4,99	Q sal				6.736,91	KJ/s
Δ m v			1,74						
Bomba			Turbina						
Potencias			49,58	2.500	KW				
Wneta			4.599,10						KW
ηth			48%						-

Constante del gas R				Unidades				
Gas	CO2	H2O	N2	-				
%	19%	12%	69%	-				
R	0,1889	0,4615	0,2968	KJ/Kg K				
R total	0,2929			KJ/Kg K				
Análisis exergético				Temperatura ambiente		Unidades	\$ KWh	
η Carnot	74%			25		°C	620,48	
η Ex	65%			298,15		K		
Equipo	Turbina	Condensador	Bomba	Mezclador	Intercambiador	Caldera	Secador	Unidades
ΔSirr.	0,68	0,00	0,02	0,90	1,19	13,70	0,24	KJ/K*s
Ex Dest.	203,65	0,00	6,49	268,07	354,26	4.084,04	70,78	KW
η Exergética	98%	100%	96%	78%	76%	67%	90%	
horas /mes	720	720	720	720	720	720	720	h
Perdidas	146.629,07	0,00	4.671,44	193.009,25	255.066,30	2.940.507,16	50.961,40	KWh
Perdidas \$	90.980.407,17	0,00	2.898.537,86	119.758.380,48	158.263.537,68	1.824.525.882,58	31.620.526,59	\$
Calor específico gases de combustión								
Temperatura Prom.		408,15	Kg/Kmol					
Gas	CO2	H2O	N2					
%	19%	12%	69%					
a	22,26	32,24	28,9					
b	0,05981	0,001923	-0,001571					
c	-0,00003501	-0,00001055	0,000008081					
d	7,469E-09	-3,595E-09	-2,873E-09		Unidades			
Cp.	41,3471	31,0230	29,4096		KJ/Kmol*K			
Cp.	0,9397	1,7235	1,0503		KJ/Kg*K			
Cp. total	1,10				KJ/Kg*K			
Energía por Kg de Cascarilla			Unidades		Emisiones CO2 Cascarilla		Unidades	
Flujo Cascarilla		4.621,30	Kg/h		Factor emisiones		1.553,25 KgCO2/Ton	
Flujo de vapor		17.967,61	Kg/h		Flujo cascarilla		4.621,30 Kg/h	
Relación F.Casc/F.Vap.		3,89	-				4,62 Ton/h	
Trabajo turbina		769,19	KJ/Kg		Emisiones CO2		7.178,04 KgCO2/h	
Energía por Kg de Cascarilla		2.990,59	KJ/Kg					

## ANEXO 18: P5=200

Ciclo Rankine 2500KW					Combustión		Unidades		
					Flujo masico organico	3704,38	Kg/h		
					Flujo masico aire	16838,10	Kg/h		
					Flujo masico gases	20542,48	Kg/h		
					Flujo masico gases	5,71	Kg/s		
					Cp. gases	1,15	KJ/Kg*K		
					Calor de entrada (Q12)	32.726.879,69	KJ/h		
						9.090,80	KJ/S		
						9.090.799,91	W		
					Potencia suministrada	2.727.239,97	W		
						2.727,24	KW		
2,73	MW								
Eficiencias consideradas									
η isoentrópicas Turbina					0,9	-			
η isoentrópicas Bomba					0,8	-			
η Térmica Ciclo					0,3	-			
Turbina D-R C									
Potencia Max					2500	KW			
T entrada					520	°C			
P entrada					12000	Kpa			
P salida					200	Kpa			
m v					3,02	Kg/s			
Balances de energía									
Intercambiador de calor									
Q. entrada					856,71	KW			
$Q_{int} + \dot{m}_3 \cdot h_{3''} = \dot{m}_3 \cdot h_3$									
Caldera									
$Q_{ent} + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_4 \cdot h_4$									
Mezclador									
$\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_3 \cdot h_{3''} = \dot{m}_3 \cdot h_{3'}$									
Resultados Balance de energía									
m3					4,76	Kg/s			
h3					1492,17	KJ/Kg			
h3''					1312,06	KJ/Kg			
Análisis termodinámico									
Sustancia	Gases de combustión		Secado			Unidades			
	Temperatura		m v						
Estado	K	°C	Q de secado						
1	1852,61	1579,46	Masa de agua						
2	473,15	200	Masa de arroz						
2'	343,15	70	hfg a 100 Kpa						
Sustancia	Water								
-	T (°C)	P (Kpa)	h (KJ/Kg)	s (KJ/Kg*K)	m v (Kg/s)	Vf (M3/Kg)	hg (KJ/Kg)	Calidad	
3'	121,88	12000	520,09	1,5375	3,02	-	-	-1,00	
3''	294,73	12000	1.312,06	3,1891	4,76	-	-	-1,00	
3	324,68	12000	1.492,17	3,4979	4,76	-	2.685,45	0,00	
4	520,00	12000	3.403,39	6,5585	4,76	-	-	-1,00	
4 tur	520,00	12000	3.403,39	6,5585	3,02	-	-	-1,00	
4sec	520,00	12000	3.403,39	6,5585	1,74	-	-	-1,00	
4'	324,68	12000	2.685,45	5,4939	1,74	-	-	1,00	
5s	120,21	200	2.482,64	6,5585	3,02	-	-	0,90	
5	120,21	200	2.574,71	6,7925	3,02	-	-	0,94	
6	120,21	200	504,70	1,5302	3,02	0,00	-	0,00	
Ciclo			Condensador			Unidades			
m v			Q sal						
Δ m v									
Bomba			Turbina						
Potencias									
Wneta									
ηth									
Constante del gas R				Unidades					
Gas	CO2	H2O	N2						
%	19%	12%	69%						
R	0,1889	0,4615	0,2968	KJ/Kg K					
R total	0,2929			KJ/Kg K					

Análisis exergético				Temperatura ambiente		Unidades	\$ kWh	
η Carnot	77%			25		°C	620,48	
η Ex	65%			298,15		K		
Equipo	Turbina	Condensador	Bomba	Mezclador	Intercambiador	Caldera	Secador	Unidades
ΔSirr.	0,71	0,00	0,02	0,97	1,12	12,98	0,24	KJ/K*s
Ex Dest.	210,54	0,00	6,62	290,10	332,72	3.870,42	70,73	KW
η Exergética	97%	100%	95%	76%	76%	67%	90%	
horas /mes	720	720	720	720	720	720	720	h
Perdidas	151.591,38	0,00	4.764,31	208.875,29	239.560,87	2.786.698,98	50.928,30	KWh
Perdidas \$	94.059.420,91	0,00	2.956.158,10	129.602.939,77	148.642.726,87	1.729.090.980,42	31.599.994,03	\$

Calor específico gases de combustión				
Temperatura Prom.		408,15		Kg/Kmol
Gas	CO2	H2O	N2	
%	19%	12%	69%	
a	22,26	32,24	28,9	
b	0,05981	0,001923	-0,001571	
c	-0,00003501	-0,00001055	0,000008081	
d	7,469E-09	-3,595E-09	-2,873E-09	Unidades
Cp.	41,3471	31,0230	29,4096	KJ/Kmol*K
Cp.	0,9397	1,7235	1,0503	KJ/Kg*K
Cp. total	1,10			KJ/Kg*K

Energía por Kg de Cascarilla		Unidades	Emisiones CO2 Cascarilla		Unidades
Flujo Cascarilla	4.404,51	Kg/h	Factor emisiones	1.553,25	KgCO2/Ton
Flujo de vapor	17.123,57	Kg/h	Flujo cascarrilla	4.404,51	Kg/h
Relación F.Casc/F.Vap.	3,89	-		4,40	Ton/h
Trabajo turbina	828,67	KJ/Kg	Emisiones CO2	6.841,31	KgCO2/h
Energía por Kg de Cascarilla	3.221,67	KJ/Kg			

## **ANEXO 19: RECOMENDACIONES**

Realizar el análisis energético y exergético del ciclo Rankine utilizando cascarilla de arroz como combustible, implementando diferentes fluidos de trabajo en el proceso.

Realizar el estudio de la gasificación de la cascarilla de arroz para conocer la capacidad de generación de energía a través de este método, analizando los parámetros relevantes como costo, potencia generada e impacto ambiental y así poder establecer un análisis comparativo.

Como complemento de este estudio se puede desarrollar una investigación en búsqueda del aprovechamiento de las cenizas generadas como producto de la combustión de la cascarilla de arroz, ya que puede ser utilizada como aditivo en mezcla de concreto o para la fabricación de filtros de carbono activado.