



DISEÑO CONCEPTUAL DE UN SISTEMA PARA MEJORAR LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA CALDERA DZ DEL INGENIO RIOPAILA CASTILLA S.A.



Presentado por:

Autor: Brandon Daniel Velasquez Quintero

Director: Ing. José Isidro García Melo, PhD.

Codirector: Ing. Miguel Angel Gomez Herrera

Trabajo de grado para optar por el Título de:
Ingeniero Mecánico

Escuela de Ingeniería Mecánica
Universidad del Valle
2025

Declaración

Declaro que el presente documento es realizado de manera independiente y con el aval de Riopaila Castilla S.A. se hace únicamente el uso de los recursos permitidos y especificados en los lineamientos entregados por la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad del Valle. Todos los fragmentos que se han tomado de fuentes externas, han sido debidamente reconocidos con sus derechos de autor.

AUTOR: BRANDON DANIEL VELASQUEZ QUINTERO

DIRECTOR: Ing. JOSÉ ISIDRO GARCÍA MELO PhD.

CODIRECTOR: Ing. MIGUEL ANGEL GOMEZ HERRERA

JURADO:

JURADO:

Agradecimientos

Primero que todo, quiero darle las gracias a Dios por la vida y por permitirme llegar a este punto de culminación en mi pregrado y comienzo a mi vida profesional.

Quiero darle mi más profunda gratitud a mi Padre Alexander Velasquez Zabala por su gran apoyo y presencia no solo durante los años de carrera profesional sino durante toda mi vida, a mi Madre Alba Inés Quintero Ordoñez quien me sostuvo en los momentos de debilidad y me brindó su amor. A mi familia. Y de corazón a mi novia, Elizabeth Burbano Portilla, por su amor, paciencia y apoyo constante durante el desarrollo de este trabajo de grado.

Brindarle mis agradecimientos a mi director de trabajo de grado, al Ingeniero José Isidro García Melo por la oportunidad, colaboración y asesoría brindada durante el inicio y culminación de este proyecto. De igual manera expresarle mis agradecimientos a mi codirector de trabajo de grado, el Ingeniero Miguel Angel Gomez Herrera, por la asesoría y consejos para llevar a cabo de manera exitosa el proyecto. Tambien expresarle mis agradecimientos al Ingeniero Juan Guillermo Ayalde Restrepo por brindarme la oportunidad de aprendizaje en el área de Generación Vapor y por su acompañamiento en el proyecto.

Expreso una enorme gratitud al personal administrativo y operativo del Ingenio Riopaila Castilla S.A.

Y un gran agradecimiento a mis amigos, compañeros y profesores por sus grandes aportes en mi educación y nuestra amistad.

Resumen

El Ingenio Riopaila Castilla S.A. afronta un desafío significativo en su proceso de cogeneración de energía derivado de las condiciones actuales de operación (temperatura, presión y flujo). Estas condiciones del vapor vivo producido por la caldera DZ son insuficientes y limitan la cantidad de energía disponible para la venta a la red pública. Dicha restricción técnica genera una consecuencia económica directa, limitando los ingresos potenciales por venta de electricidad y aumenta la dependencia de la venta de bagazo sobrante, un mercado sujeto a fluctuaciones de precios que genera inestabilidad financiera. El objetivo general de este proyecto fue plantear un diseño conceptual para mejorar las condiciones de operación de la caldera DZ y así incrementar la producción de potencia y la estabilidad operativa del ingenio. Para ello, se analizó el ciclo Rankine de cogeneración actual y se desarrollaron cuatro escenarios conceptuales de mejora para su comparación.

El análisis de resultados (Capítulos 6 y 7) demostró que el factor determinante para maximizar la generación de potencia es la mejora de las condiciones del vapor de entrada (mayor presión y temperatura). En el escenario actual la planta genera 11803 kW de potencia total, de los cuales solo 1453 kW son excedentes para exportación. Los escenarios con mejoras tecnológicas bajo las condiciones actuales de vapor (Precalentador y Turbina de Condensación) mostraron aumentos moderados, alcanzando 1857 kW y 4009 kW de potencia exportable, respectivamente. El escenario “Turbina de Condensación con Vapor Vivo (650 Psig, 480°C)” resultó ser la opción superior; Aumenta la producción total de potencia a 18071 kW (un 53,1 % más que el estado actual), dispara la potencia exportable a 7721 kW y logra el mayor rendimiento termodinámico del ciclo (81,87 %) y el mayor rendimiento de generación eléctrica (13,66 %).

La estimación de costos (Capítulo 6) confirmó que este escenario es el más rentable. Aunque se consume más bagazo (reduciendo los ingresos por venta de este en \$5,3 mil millones COP/año), la ganancia adicional generada por la venta de electricidad asciende a \$12,6 mil millones COP/año. Esto resulta en un beneficio neto proyectado de \$7,3 mil millones COP/año sobre la operación actual. Se concluye de manera inequívoca que la ruta de modernización más rentable y eficiente para la planta es la implementación de una turbina de condensación acoplada a una modernización del ciclo para operar con vapor vivo a 650 Psig y 480°C. Esta inversión estratégica transforma la operación de la planta de un sistema de autoconsumo con excedentes modestos a una unidad de negocio con alta capacidad de generación y venta de energía, contribuyendo directamente a la sostenibilidad financiera y a la eficiencia operativa del ingenio.

Palabras claves: Cogeneración, Ingenio Riopaila Castilla S.A, Producción de potencia, Rendimiento termodinámico, Caldera, Vapor vivo, Turbina de Condensación, Precalentador, Diseño conceptual, Eficiencia operativa.

Abstract

Ingenio Riopaila Castilla S.A. faces a significant challenge in its energy cogeneration process due to current operating conditions (temperature, pressure, and flow). These conditions of the live steam produced by the DZ boiler are insufficient and limit the amount of energy available for sale to the public grid. This technical restriction has a direct economic consequence, limiting potential income from electricity sales and increasing dependence on the sale of surplus bagasse, a market subject to price fluctuations that generate financial instability. The overall objective of this project was to propose a conceptual design to improve the operating conditions of the DZ boiler and thus increase the power production and operational stability of the mill. To this end, the current Rankine cogeneration cycle was analyzed and four conceptual improvement scenarios were developed for comparison.

The results analysis (Chapters 6 and 7) demonstrated that the determining factor for maximizing power generation is the improvement of the inlet steam conditions (higher pressure and temperature). In the current scenario, the plant generates 11,803 kW of total power, of which only 1,453 kW are surplus for export. The scenarios with technological improvements under current steam conditions (Preheater and Condensing Turbine) showed moderate increases, reaching 1,857 kW and 4,009 kW of exportable power, respectively. The “Condensing Turbine with Live Steam (650 Psig, 480°C)” scenario proved to be the superior option; it increases total power production to 18,071 kW (a 53.1 % increase over the current state), boosts exportable power to 7,721 kW, and achieves the highest thermodynamic cycle efficiency (81.87 %) and the highest electrical generation efficiency (13.66 %) .

The cost estimation (Chapter 6) confirmed that this scenario is the most profitable. Although more bagasse is consumed (reducing income from its sale by \$5.3 billion COP/year), the additional profit generated from electricity sales amounts to \$12.6 billion COP/year. This results in a projected net benefit of \$7.3 billion COP/year over the current operation. It is unequivocally concluded that the most profitable and efficient modernization path for the plant is the implementation of a condensing turbine coupled with a cycle modernization to operate with live steam at 650 Psig and 480°C. This strategic investment transforms the plant’s operation from a self-consumption system with modest surpluses to a business unit with a high capacity for energy generation and sales, contributing directly to the financial sustainability and operational efficiency of the mill .

Keywords: Cogeneration, Ingenio Riopaila Castilla S.A, Power production, Thermodynamic efficiency, Boiler, Live steam, Condensing Turbine, Preheater, Conceptual design, Operational efficiency.

Contenidos

Declaración	II
Agradecimientos	III
Resumen	IV
Abstract	V
Lista de Figuras	VII
Lista de Tablas	IX
Capítulo 1. Introducción	1
1.1. Marco Contextual	1
1.1.1. Riopaila Castilla S.A.	2
1.1.2. Misión, Visión y Propósito	2
1.1.3. Principios	2
1.1.4. Estrategia Riopaila Castilla	3
1.1.5. Megametas	3
1.1.6. Procesos Productivos del Grupo Agroindustrial	3
1.2. Planteamiento del Problema	4
1.3. Árbol del Problema	5
1.3.1. Problema Central	6
1.3.2. Causas	6
1.3.3. Efectos	6
1.4. Antecedentes del Problema	7
1.4.1. Estado del Arte	8
1.5. Justificación del Proyecto	12
Capítulo 2. Objetivos	13
2.1. Objetivo General	13
2.2. Objetivos Específicos	13
2.3. Alcances	14
2.4. Árbol de Objetivos	15
2.4.1. Fines	16
2.5. Metodología	17

Capítulo 3. Marco Teórico	19
3.1. Mapa Conceptual	19
3.2. Ciclos de Potencia Industrial	20
3.2.1. Sistemas de Potencia Industriales	20
3.2.2. ¿Qué es la Cogeneración?	21
3.2.3. Ciclo Rankine de Cogeneración	21
3.2.4. Incremento de la eficiencia en ciclo Rankine	23
3.2.5. Mejoras al Ciclo de Cogeneración	25
3.2.6. Eficiencia de cogeneración	28
3.3. Análisis Energético y Exergético de un sistema de cogeneración en una fábrica azu- carera	29
3.3.1. Análisis de energía en Intercambiadores de calor	32
3.4. Turbinas y Producción de Potencia	33
3.4.1. Turbinas de flujo axial	33
3.4.2. Características de Rendimiento	35
3.4.3. Turbinas sin condensación	36
3.4.4. Turbinas de extracción	38
3.5. Funcionamiento de Calderas a Bagazo	40
3.5.1. Clasificación de las calderas	40
3.6. Cálculos de Combustión en Calderas Acuotubulares	42
3.6.1. Cálculos de Combustión - Hojas de Cálculo	42
3.6.2. Método Btu	43
3.7. Poder Calorífico Superior (PCS)	45
3.7.1. Poder Calorífico del Bagazo de Caña como Biocombustible	45
Capítulo 4. Modelo Actual	46
4.1. Condiciones Iniciales de la Planta	46
4.2. Propiedades Termodinámicas	48
4.3. Caldera DZ	48
4.4. Caldera Distral	55
4.5. Suposiciones del sistema	56
4.6. Desarrollo del Modelo	56
Capítulo 5. Modelos y Escenarios Propuestos	60
5.1. Escenarios con precalentador	60
5.2. Escenarios con turbina de condensación	65
Capítulo 6. Estimación de Costos de Operación	69
Capítulo 7. Discusión y Conclusiones	73
7.1. Discusión de resultados	73
7.2. Conclusiones	76
Capítulo 8. Trabajos Futuros	77
References	78
Anexos	81

Lista de Figuras

1.1. Árbol del problema.	5
1.2. Mapa mental de autores relevantes con herramienta connected papers.	11
2.3. Árbol de Objetivos.	15
3.4. Mapa Conceptual del Marco Teórico.	19
3.5. Efecto de la reducción de la presión en el condensador.	23
3.6. Efecto del sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas.	24
3.7. Efecto del incremento de la presión de la caldera.	25
3.8. Ciclo de potencia de vapor convencional para una planta de cogeneración.	26
3.9. Ciclo de potencia de vapor con recalentamiento para una planta de cogeneración.	27
3.10. Ciclo de potencia de vapor regenerativo para una planta de cogeneración.	27
3.11. Esquema de un ciclo de cogeneración de un ingenio azucarero de 409 TCH.	29
3.12. Tipos de turbinas de flujo axial.	33
3.13. Turbina de Contrapresión.	36
3.14. Arreglo básico de la turbina.	37
3.15. Adición de una válvula reductora de presión.	37
3.16. Adición de un condensador.	37
3.17. Turbina de extracción automática de condensación.	38
3.18. Turbina de extracción automática sistema de cogeneración.	39
3.19. Calderas de combustión en pila y semisuspendida (Mellor Goodwin – Dedini).	41
4.20. Esquema preliminar - Escenario actual planta castilla.	47
4.21. Balance térmico de operación - Escenario actual planta castilla.	58
4.22. Diagrama T-S Escenario actual sistema cogeneración DZ	59
5.23. Ubicación del precalentador en el escenario.	60
5.24. Balance térmico de operación - Escenario precalentador condiciones actuales.	62
5.25. Balance térmico de operación - Escenario precalentador condiciones vapor vivo 650 Psig - 480°C.	63
5.26. Diagrama T-S Escenarios Precalentador sistema cogeneración DZ.	64
5.27. Ubicación de la turbina de condensación en el escenario.	65
5.28. Balance térmico de operación - Escenario turbina condensación condiciones actuales.	66
5.29. Balance térmico de operación - Escenario turbina condensación condiciones vapor vivo 650 Psig 480°C.	67
5.30. Diagrama T-S Escenarios Turbina Condensación sistema cogeneración DZ.	68
7.31. Resultados termodinámicos de los escenarios en relación con el escenario actual.	73
7.32. Resultados de la producción de potencia de los escenarios en relación con el escenario actual.	75
8.33. Esquema de escenario actual del ingenio con 300 TCH.	81

8.34. Esquema de escenario futuro del ingenio con 300 TCH.	81
8.35. Balance térmico de cogeneración de un ingenio azucarero de 7200 TCD.	82
8.36. Balance térmico de operación - Escenario Caldera DZ Repotenciada.	83

Lista de Tablas

3.1. Ecuaciones del análisis energético del sistema de cogeneración de un ingenio azucarero de 409 TCH.	30
3.2. Ecuaciones del análisis exergético del sistema de cogeneración de un ingenio azucarero de 409 TCH.	31
3.3. Cálculos de combustión (Eficiencia por PTC 4.1) - Método Btu.	44
4.4. Condiciones iniciales - por especificación.	48
4.5. Caracterización de biocombustibles.	49
4.6. Composiciones químicas biocombustibles.	50
4.7. PCS Biocombustibles.	50
4.8. Tipo de Combustible.	51
4.9. Cálculo de los gases de combustión.	52
4.10. Cálculo de eficiencia.	53
4.11. Parámetros de funcionamiento.	54
6.12. Balance de costos en escenarios de precalentador.	70
6.13. Balance de costos en escenarios de turbina de condensación.	72
8.14. Balance de costos en escenario de repotenciación.	84

Capítulo 1. Introducción

1.1. Marco Contextual

La geografía del Valle del Cauca, con su característico paisaje dominado por la caña de azúcar, es el escenario donde opera un actor clave de la agroindustria colombiana: el **Grupo Agroindustrial Riopaila Castilla S.A.** No se trata simplemente de un productor azucarero, es un ecosistema de innovación que ha transformado la tradición en un motor de desarrollo sostenible. Con más de un siglo de historia, la compañía ha evolucionado desde un modesto ingenio hasta un complejo industrial diversificado que aprovecha integralmente la caña. Hoy, su modelo de negocio transforma la materia prima no solo en azúcar, sino también en energía limpia y biocombustibles, consolidándose como una pieza fundamental en el engranaje económico y desarrollo social de la región.

Dentro de esta amplia red corporativa, una de sus instalaciones emblemáticas es el Ingenio Riopaila Castilla S.A., Planta Castilla. Ubicada estratégicamente en el municipio de Pradera en el Valle del Cauca. Este centro operativo es fundamental para el grupo; para dimensionar su escala, solo en el año 2024 gestionó la molienda y el procesamiento de más de 1.9 Millones de toneladas de caña de azúcar [1]. La operación, sin embargo, va más allá de la producción de azúcar, el ingenio integra un avanzado sistema de cogeneración energético que es un claro ejemplo de la bioeconomía circular que utiliza el bagazo (el residuo fibroso de la caña) como combustible para generar el vapor y la electricidad que alimentan su propia operación. Es precisamente en este avanzado sistema de cogeneración, donde surge una paradoja operativa; Aunque la planta es eficiente en su autoconsumo, no alcanza su máximo potencial de generación. El problema es de naturaleza termodinámica y se localiza en la caldera DZ, en las condiciones de operación del vapor vivo que esta genera, específicamente su temperatura, presión y flujo. Estas especificaciones técnicas, si bien son suficientes para el autoconsumo, son insuficientes y limitan significativamente la cantidad de energía excedente que podría ser vendida de forma competitiva a la red pública nacional.

Esta restricción técnica desencadena una consecuencia económica directa y crea una vulnerabilidad estratégica. Al no poder capitalizar su máximo potencial energético en un mercado regulado y estable como el eléctrico, la planta se ve forzada a depender de una estrategia secundaria: la venta de su bagazo sobrante. Esta dependencia la expone directamente a la volatilidad de un mercado de subproductos cuyos precios fluctúan constantemente, sometiendo parte de los ingresos del ingenio a una incertidumbre que podría ser mitigada con la mejora del ciclo de potencia.

1.1.1. Riopaila Castilla S.A.

Grupo agroindustrial colombiano con más de 100 años de experiencia en transformar la tierra en alimento (azúcar, mieles, jarabes, mezclas, aceite de palma y ganadería), energía verde (cogeneración) y combustible renovable (alcohol carburante).

Detrás de su compromiso, nacional e internacional, que nació en 1918, hay más de 3800 trabajadores, el 94 % de ellos habitantes de las zonas de operación directa; y más de 2000 aliados en su cadena de abastecimiento, entre ellos 678 familias agricultoras colombianas productoras de caña y más de 1300 proveedores de bienes, obras y servicios.

El grupo opera en 36 municipios de Colombia, ubicados en los departamentos del Valle del Cauca, Cauca y Vichada. Con sus productos, llegan a más de 15 millones de hogares, cogeneran energía para iluminar a más de 110 mil personas y aportan a la oxigenación, en promedio, de 440 mil vehículos en el país con combustible renovable. Además, se tiene presencia en 46 países con sus productos [1].

1.1.2. Misión, Visión y Propósito

Misión: Generar valor compartido creando desarrollo y transformación en toda la cadena productiva, mediante el compromiso permanente con nuestros grupos de interés.

Visión: Ser un referente en la agroindustria latinoamericana por su generación de valor compartido.

Propósito: Compromiso desde 1918.

1.1.3. Principios

Riopaila Castilla S.A. es una empresa comprometida con el respeto por el medio ambiente a través del mejoramiento continuo de sus procesos, la implementación de prácticas dirigidas al uso racional de los recursos, la prevención de la contaminación y el cumplimiento de la legislación ambiental vigente.

1.1.3.1. Principios Corporativos

1. **Actuamos con integridad:** Actuamos siempre con ética, honestidad y transparencia.
2. **Cuidamos a nuestra gente:** Nos aseguramos de cuidar, respetar y desarrollar a nuestra gente.
3. **Cooperamos entre todos:** Trabajamos de forma colaborativa e innovadora, para lograr mejora continua y mejores prácticas operacionales.
4. **Nos adaptamos al cambio:** Nos anticipamos y adaptamos rápidamente al entorno.
5. **Creamos valor compartido:** Operamos de forma sostenible, generando valor económico, social y ambiental.

6. **Somos comprometidos y disciplinados:** Entregamos resultados excepcionales, honrando siempre nuestros compromisos.

1.1.4. Estrategia Riopaila Castilla

Consolidar a Riopaila Castilla como una empresa comprometida con la rentabilidad y la generación de valor compartido a través del fortalecimiento de su modelo de negocio y el posicionamiento de la compañía.

1.1.5. Megametas

Con una visión clara hacia el 2030, impulsamos acciones estratégicas para construir un futuro sostenible enfocado en las apuestas económicas, sociales y ambientales para generar valor a nuestros grupos de interés y entorno.

1.1.6. Procesos Productivos del Grupo Agroindustrial

- **Campo**

Adecuación, preparación y levantamiento del cultivo de caña de azúcar en tierras alcanzando (38000 Hectáreas) en las dos Plantas. Aprovechando el apoyo de entidades como Cenicaña que aporta a través de investigación con variedades de caña para el mejoramiento y optimización en la producción agrícola gremial, permitiendo obtener materias primas con altos estándares de calidad para la sostenibilidad de los cultivos.

- **Cosecha**

Cadena Logística que permite realizar el CAT (Corte, Alce y Transporte de caña) para la molienda, materia prima puesta en la mesa de la fábrica para la extracción del jugo en los molinos.

- **Fábrica**

El grupo cuenta con dos plantas fabriles; Planta Riopaila, ubicada al norte del Valle del Cauca en La Paila, Zarzal, con capacidad de molienda de 9600 toneladas de caña al día; y Planta Castilla, ubicada al sur del Valle del Cauca, en Pradera, con capacidad de molienda de 7200 toneladas de caña al día.

- **Maquinaria y Equipos**

Se cuenta con talleres propios, que permiten entregar la disponibilidad de la maquinaria requerida para las operaciones del Campo y la logística de la Cosecha, con maquinaria de última generación, aportando a la sostenibilidad del medio ambiente y logrando eficiencias para cada proceso.

1.2. Planteamiento del Problema

Actualmente, el Ingenio Riopaila Castilla S.A. enfrenta un gran desafío en su proceso de cogeneración de energía. Las condiciones actuales de operación del vapor vivo (temperatura, presión, flujo) producido en la caldera DZ limitan significativamente la cantidad de energía excedente disponible para la venta a la red pública. Esta situación no solo restringe los ingresos potenciales por la venta de energía eléctrica, sino que también aumenta la dependencia de la venta de bagazo sobrante del proceso de molienda y generación de vapor, lo que genera inestabilidad financiera debido a la fluctuación del mercado del bagazo.

Para abordar esta situación, el problema que se plantea es el siguiente:

¿Qué alternativa permitiría al Ingenio Riopaila Castilla S.A. generar una mayor producción de potencia, para así incrementar la venta de energía eléctrica cumpliendo con las exigencias y ventas actuales?.

El objetivo general del proyecto es plantear un diseño conceptual de un sistema para mejorar las condiciones de operación de la caldera DZ del ingenio Riopaila Castilla S.A. Al identificar y evaluar alternativas viables, se busca incrementar la venta de energía eléctrica, reducir la dependencia de la venta de bagazo y mejorar la estabilidad financiera y operativa del ingenio.

1.3. Árbol del Problema

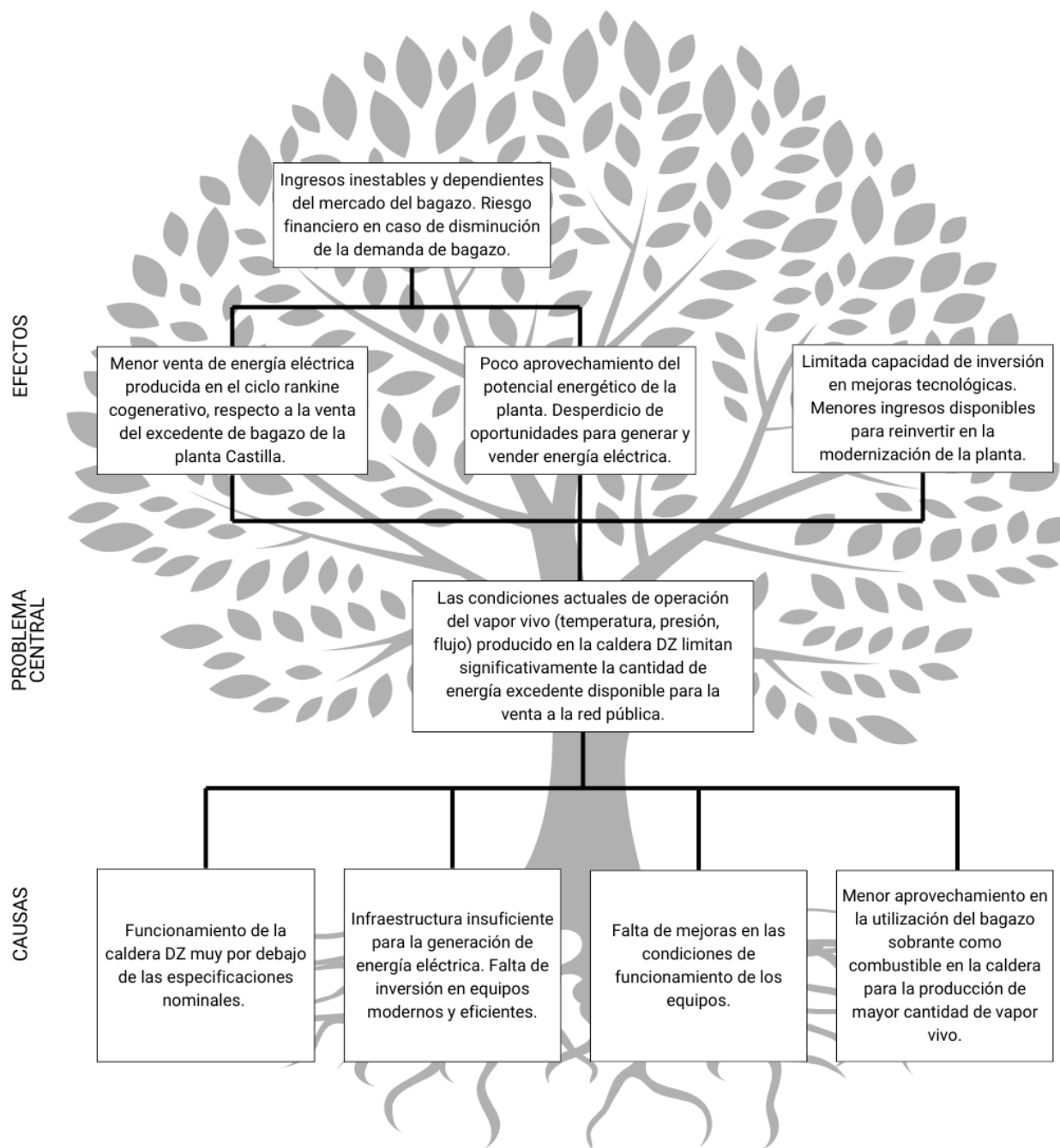


Figura 1.1: Árbol del problema.

1.3.1. Problema Central

Como se muestra en la Figura 1.1 las condiciones actuales de operación del vapor vivo (temperatura, presión, flujo) producido en la caldera DZ limitan significativamente la cantidad de energía excedente disponible para la venta a la red pública.

1.3.2. Causas

1. Funcionamiento de la caldera DZ muy por debajo de las especificaciones nominales.
 - La caldera DZ no opera a su máxima capacidad, lo que reduce la eficiencia en la generación de vapor vivo y, por ende, la producción de energía eléctrica.
2. Infraestructura insuficiente para la generación de energía eléctrica.
 - Falta de inversión en equipos modernos y eficientes que podrían mejorar la capacidad de generación y distribución de energía eléctrica.
3. Falta de mejoras en las condiciones de funcionamiento de los equipos.
 - La ausencia de actualizaciones adecuadas en los equipos existentes contribuye a la baja producción de potencia del ciclo Rankine de cogeneración.
4. Menor aprovechamiento en la utilización del bagazo sobrante como combustible.
 - El bagazo sobrante no se utiliza de manera óptima en la caldera para la producción de una mayor cantidad de vapor vivo, lo que limita la generación de energía.

1.3.3. Efectos

1. Menor venta de energía eléctrica producida en el ciclo Rankine cogenerativo respecto a la venta del excedente de bagazo.
 - La baja producción de energía excedente reduce los ingresos potenciales por la venta de electricidad a la red pública.
2. Poco aprovechamiento del potencial energético de la planta.
 - Se desperdician oportunidades para generar y vender energía eléctrica, lo que resulta en una subutilización de los recursos disponibles.
3. Ingresos inestables y dependientes del mercado del bagazo.
 - La dependencia de la venta de bagazo genera inestabilidad financiera debido a las fluctuaciones en la demanda y el precio de este subproducto.
4. Limitada capacidad de inversión en mejoras tecnológicas.
 - Los menores ingresos disponibles dificultan la reinversión en la modernización de la planta y la implementación de tecnologías más eficientes.

1.4. Antecedentes del Problema

Los sistemas de cogeneración de las fábricas de caña de azúcar utilizan el bagazo como combustible para producir energía y vapor en ciclos Rankine. Los estudios han demostrado que el aumento de la presión y la temperatura del vapor puede mejorar significativamente la eficiencia energética y la generación de energía. Aumentar la presión del vapor de 20 a 100 bar puede aumentar la eficiencia exergética en un 37 % y la generación de energía en un 63 % [2]. Implementando condiciones de mayor presión (6,58 MPa) y temperatura (783,15 K) se puede alcanzar una eficiencia energética del 81,8 % y una potencia neta de 34.274 kW [3]. Se pueden conseguir mejoras adicionales mediante regeneración y recalentamiento [4]. La incorporación de paja de caña de azúcar puede mejorar aún más las exportaciones de energía y el rendimiento medioambiental [2]. Los estudios de evaluación del ciclo de vida indican que estas mejoras técnicas no solo aumentan la eficiencia energética, sino que también reducen los impactos ambientales en varias categorías [4]. Sin embargo, la caldera sigue siendo la principal fuente de pérdida de exergía, ya que representa el 53,87 % de la destrucción de exergía del bagazo [3].

- En Brasil, el abandono de la cosecha manual de caña de azúcar impulsó la generación de energía con bagazo y paja. Se analizó el ciclo Rankine con recalentamiento, variando presión y proporción de paja. Aumentar la presión de 20 a 100 bar mejoró 37 % la eficiencia exergética y 63 % la generación de energía. Usar 50 % de paja duplica la electricidad exportada. La paja mejora el impacto ambiental en cambio climático y partículas, pero afecta recursos hídricos y fósiles [2].
- En Colombia, la caña de azúcar es fundamental para producir energía y alimentos. Su principal derivado, el bagazo, se usa como combustible en ingenios azucareros para generar energía y vapor mediante el ciclo Rankine. Este estudio analiza el ciclo usando datos de un ingenio para optimizarlo. Se evaluó cómo las condiciones del vapor al entrar a las turbinas afectan la eficiencia energética y la destrucción de exergía, concluyendo que 6.58 MPa y 783.15 K maximizan la potencia (34274 kW) y eficiencia (81.8 %). La mayor pérdida de exergía se da en la caldera (53.87 % del total). Se espera que futuras investigaciones mejoren el diseño de ingenios para reducir la contaminación y aumentar los beneficios energéticos y económicos [3].
- «El propósito de este trabajo está enfocado en analizar el impacto en la operación y la rentabilidad de Riopaila Energía S.A E.S.P (filial de Riopaila Castilla S.A), en las actividades de cogeneración y auto-generación, debido a la factible entrada en vigencia de la propuesta regulatoria Resolución 176 de 2016 publicada por la CREG (Comisión de Regulación de Energía y Gas), por la cual se establece la metodología para la remuneración de la actividad de distribución de energía eléctrica en el sistema interconectado nacional y en el cual se incorpora la regulación de la calidad de energía [5].»
- «Riopaila Castilla S.A empresa Colombiana enfocada en la producción y comercialización de productos a base de caña de azúcar, en la búsqueda de diversificación de su negocio diseña un nuevo proyecto de cogeneración de energía a través del cual puedan cubrir el consumo de energía que requiere su producción y de esta manera reduzcan sus costos de operación. El proyecto a continuación se enfoca en un contrato entre Riopaila Castilla S.A. y la empresa Colmáquinas S.A, donde la compañía azucarera terceriza el montaje de las partes a presión componentes y tuberías de alta presión para una caldera de 150 T/H. El proyecto ha sido

desarrollado bajo metodología PMI a través de las diez áreas de conocimiento con las cuales se plantean las distintas tareas o procesos a realizar para gestionar el montaje de las partes a presión teniendo en cuenta el inicio, planificación, ejecución, seguimiento y control y cierre de cada uno de los planes de gestión [6].»

- La biomasa residual agrícola se presenta como una opción atractiva para la producción de energía eléctrica en Colombia, impulsada por la Ley 1715 de 2014. El sector de la caña de azúcar ha respondido a esta oportunidad, utilizando sus residuos para generar energía limpia para su propio consumo y para la red nacional [7].
- El estudio busca identificar el tipo de gobernanza que ejercen las empresas líderes del sector bioenergético del Valle del Cauca sobre sus proveedores y determinar si esta gobernanza influye en la adopción de políticas de sostenibilidad. Se analizaron cinco empresas destacadas: Grupo Agroindustrial Riopaila Castilla, Manuelita, S.A., Carvajal S.A. Pulpa y Papel, Gases de Occidente y Smurfit Kappa Cartón de Colombia, S.A. Los resultados sugieren que en este sector predominan los modelos de gobernanza cautiva y modular, lo cual facilita la implementación de prácticas sostenibles entre los proveedores, ya que estas empresas líderes cuentan con políticas de sostenibilidad bien definidas que transmiten a su cadena de suministro. Esto crea un entorno favorable para el desarrollo de una cadena de valor sostenible en el sector bioenergético del Valle del Cauca [8].

1.4.1. Estado del Arte

La cogeneración en las industrias azucareras utilizando bagazo como combustible ofrece un potencial significativo para la generación de electricidad y la producción de calor de proceso. Los sistemas de ciclo Rankine de vapor a alta presión y los ciclos combinados de gasificación integrada de biomasa son tecnologías avanzadas de cogeneración utilizadas en estas industrias [9]. Aumentar la presión y la temperatura del vapor en las plantas de cogeneración puede mejorar la producción total de energía y la eficiencia [9][10]. Los estudios de evaluación del ciclo de vida han demostrado que unas propiedades del vapor más elevadas, junto con la regeneración y el recalentamiento, pueden mejorar la eficiencia energética y reducir el impacto ambiental [4]. La instalación de calderas de alta presión y turbogeneradores puede aumentar significativamente la capacidad de generación de energía, permitiendo el funcionamiento fuera de temporada y la exportación del excedente de electricidad a la red [11]. Estas mejoras no solo hacen que las industrias azucareras sean autosuficientes desde el punto de vista energético, sino que también ofrecen oportunidades de ingresos adicionales a través de la venta de electricidad [10][11].

A continuación se mencionan algunos de los últimos estudios realizados sobre la energía producida en un ciclo rankine de cogeneración utilizando bagazo de caña de azúcar.

- La cogeneración en la industria azucarera busca optimizar la producción de electricidad y calor a partir de residuos industriales. Los sistemas avanzados, como el BIG-CC, utilizan bagazo y otros desechos de la caña de azúcar para generar energía. Elevar la temperatura y la presión del cogenerador mejora la producción y eficiencia energética, aunque presiones extremas demandan materiales y técnicas de construcción especializadas [9].
- La industria de la caña de azúcar en Brasil no solo es un pilar económico, sino también un modelo de autosuficiencia energética. Las fábricas, impulsadas por la cogeneración a partir

del bagazo de caña, generan electricidad y calor para sus procesos. Incluso, algunas inyectan excedentes a la red eléctrica. Se exploran opciones como centrales de vapor más eficientes y sistemas de gasificación de biomasa para optimizar aún más la generación eléctrica, considerando siempre la interconexión con la demanda de vapor del proceso de producción de azúcar [10].

- La descentralización del sector eléctrico en Brasil impulsa a la industria de la caña de azúcar a generar electricidad con bagazo en plantas de cogeneración, esto reduce el impacto ambiental y diversifica la producción. Se analiza el rendimiento de la cogeneración con análisis termodinámico y del ciclo de vida, modelando la producción de energía y los impactos ambientales de sistemas convencionales de vapor. Expertos sugieren mejorar las propiedades del vapor y usar regeneración y recalentamiento, proyectando ocho escenarios; La evaluación técnica muestra que la eficiencia energética aumenta con la presión del vapor, mejorando la potencia neta y reduciendo el consumo de agua. El análisis del ciclo de vida revela que mejorar el rendimiento energético reduce el impacto ambiental. La producción de vapor a 100 bares y 520 °C genera mayores ganancias ambientales. El recalentamiento y la regeneración mejoran el rendimiento energético y ambiental. Las modificaciones propuestas aumentan la eficiencia y disminuyen los impactos ambientales [4].
- En los ingenios azucareros, el residuo fibroso de la caña de azúcar, conocido como bagazo, se utiliza para generar la energía necesaria para el funcionamiento de la planta. La quema del bagazo en calderas produce vapor a alta presión, que luego se utiliza en los procesos industriales a través de turbinas. Al modernizar las calderas y turbogeneradores para que operen a alta presión, se puede incrementar significativamente la producción de energía de la planta. Este aumento en la generación de energía se traduce en ganancias económicas sustanciales, gracias a la venta del excedente de energía a la red eléctrica. Si bien esta modernización requiere una inversión considerable, los beneficios económicos que aporta la hacen atractiva, con un período de recuperación de la inversión relativamente corto [11].
- En la industria azucarera, el sistema de cogeneración no solo produce azúcar, sino también energía eléctrica. El bagazo, un subproducto de la extracción del jugo de caña, se utiliza como combustible en la caldera. Sin embargo, su alto contenido de humedad dificulta la conversión energética. Para mejorar el rendimiento del sistema, se integra un secador de vapor para reducir la humedad del bagazo antes de la combustión. El vapor saturado utilizado en el secador se obtiene mezclando vapor sobrecalentado de la turbina con agua de refrigeración. Este estudio evalúa cuantitativamente el rendimiento del sistema de cogeneración con secador de vapor mediante modelos de caldera y secador. Los resultados muestran que este sistema genera más potencia que el sistema convencional sin secador, manteniendo la misma capacidad de procesamiento de jugo y consumo de bagazo. Además, requiere un 20 % menos de superficie de calentamiento en la caldera [12].
- Este proyecto tiene como objetivo desarrollar el proceso completo para convertir subproductos de la caña de azúcar en electricidad. Abarca desde el cultivo y la cosecha de la caña de azúcar hasta la generación de energía con un sistema avanzado de gasificación integrado con el ingenio azucarero. Se han llevado a cabo pruebas de gasificación en plantas piloto utilizando bagazo y residuos de caña. También se han explorado estudios sobre la integración de una planta BIG-GT en un ingenio azucarero y la optimización de las operaciones generales del ingenio. El objetivo es desbloquear el importante potencial energético de estos residuos agrícolas. El proyecto, apoyado por organizaciones como el FMAM, la UE y la Administra-

ción Nacional de Energía de Suecia, utiliza un proceso de gasificación patentado desarrollado por TPS, una empresa sueca. Las pruebas en una planta piloto de 2 MW muestran resultados prometedores para la gasificación de bagazo, con una alta conversión de carbono y un bajo contenido de alquitrán. Las pruebas de residuos de caña aún están en análisis, pero los hallazgos iniciales son positivos [13].

- El procesamiento de la caña de azúcar produce bagazo, una valiosa fuente de energía utilizada en plantas de cogeneración, particularmente en Tailandia, para generar vapor y electricidad tanto para uso de la fábrica como para suministro a la red. Si bien el bagazo generalmente se considera un combustible sostenible, la Fábrica de Azúcar Shoa enfrenta un desafío único: escasez de bagazo durante las paradas del molino. Esto los obliga a quemar árboles de los alrededores, lo que lleva a la desertificación. Esta investigación examina el uso de bagazo y la generación de vapor de la fábrica. El estudio confirma que el bagazo de la fábrica cumple con los estándares de calidad y cantidad durante la molienda e incluso las paradas del molino (sin combustible suplementario). Sin embargo, revela un problema importante: las calderas operan con una baja eficiencia (56 % en comparación con el 70 % mínimo), lo que resulta en una pérdida de calor sustancial. La unidad de utilización de vapor funciona correctamente. Por lo tanto, la escasez de bagazo se debe a la generación ineficiente de vapor. El estudio sugiere mejorar la eficiencia de la caldera a través del suministro de aire optimizado, el secado de bagazo, el aumento de la capacidad del evaporador y mejores operaciones y mantenimiento [14].

Para la investigación y documentación del estado del arte, también se hizo uso de la herramienta Connected Papers como se muestra en la Figura 1.2, donde se puede ver la conexión que tienen los temas relevantes y que están relacionados con una problemática en concreto.

Estos estudios se usan como un marco de referencia al actual trabajo gracias a sus inmensos aportes de conocimiento en la tecnología agroindustrial y procesamiento de la caña de azúcar. Muestran la gran implementación de sistemas de cogeneración en las fábricas azucareras de latinoamérica y el uso de biocombustibles en las calderas de alta presión.

Origin paper

ANALYSIS OF COGENERATION

A. V. Ensinas, S. Nebra, M. Lozano, L... 2006

Energy performance comparisons and enhancements in the sugar cane...

Everusalem Birru, Catharina Erlich,... 2018

Thermal gasification or direct combustion? Comparison of advance...

R. Deshmukh, A. Jacobson, C.... 2013

Feasibility analysis of co-fired combined-cycles using biomass...

A. Walter, Jorge Lagostra 2007

Cogeneration in sugar industries: technology options and performance...

S. Kamate, P. B. Gandavati 2009

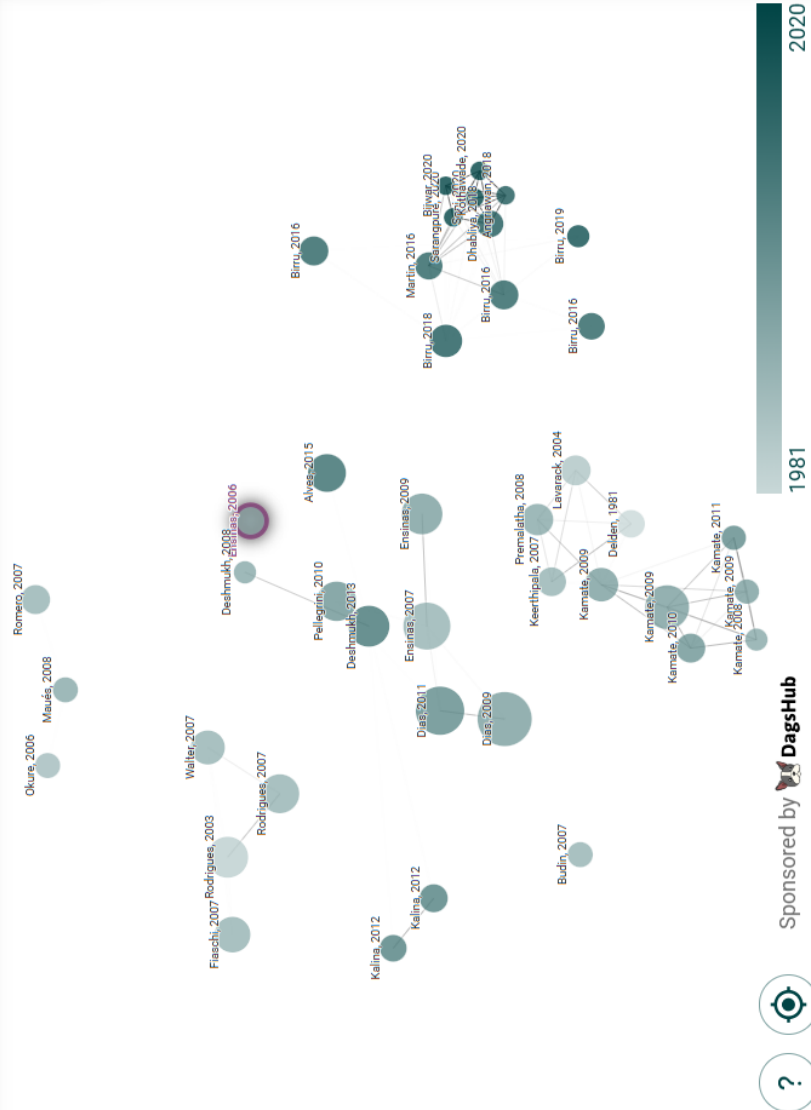


Figura 1.2: Mapa mental de autores relevantes con herramienta connected papers.

1.5. Justificación del Proyecto

Retomando la problemática que enfrenta el Ingenio Riopaila Castilla S.A. en su proceso de cogeneración de energía. Las condiciones actuales de operación del vapor vivo producido en la caldera DZ limitan la cantidad de energía excedente disponible para la venta a la red pública. Esta situación no solo restringe los ingresos potenciales por la venta de energía eléctrica, sino que también aumenta la dependencia de la venta de bagazo sobrante del proceso de molienda y generación de vapor.

El problema persiste debido a varias razones. En primer lugar, la tecnología utilizada en el ciclo Rankine cogenerativo del ingenio no ha sido actualizada para mejorar la eficiencia en la generación de energía. Además, la falta de inversión en equipos modernos y eficientes ha impedido optimizar las condiciones de operación del vapor vivo (temperatura, presión, flujo). Por último, la dependencia del mercado del bagazo, que es volátil y sujeto a fluctuaciones, puede generar la inestabilidad financiera del ingenio.

Este proyecto de grado se justifica por varias razones clave.

1. Condiciones Actuales de Operación.

- Las condiciones actuales del vapor vivo (temperatura, presión, flujo) producido en la caldera DZ limitan significativamente la cantidad de energía excedente disponible para la venta a la red pública.
- Esta limitación restringe los ingresos potenciales por la venta de energía eléctrica y aumenta la dependencia de la venta de bagazo sobrante, lo que genera inestabilidad financiera debido a la fluctuación del mercado del bagazo.

2. El proyecto busca alcanzar las siguientes Metas.

- **Incrementar la Producción de Potencia:** Proponer mejoras en el ciclo Rankine de cogeneración para aumentar la producción de energía eléctrica.
- **Reducir Dependencia del Bagazo:** Disminuir la dependencia de la venta de bagazo como una de las fuentes principales de ingresos, lo que mejorará la estabilidad financiera del ingenio.

3. Beneficios Esperados.

- **Mayor Producción de Energía:** Aumentar la cantidad de energía excedente disponible para la venta, generando mayores ingresos.
- **Estabilidad Financiera:** Reducir la dependencia del mercado del bagazo y minimizar el riesgo financiero asociado a sus fluctuaciones.

Cómo se menciona anteriormente trabajar en la solución de este problema es crucial por varias razones. Mejorar la eficiencia energética del ciclo Rankine cogenerativo permitirá incrementar la producción de energía eléctrica excedente, lo que se traducirá en mayores ingresos para el ingenio. Esto reducirá la dependencia de la venta de bagazo, proporcionando una fuente de ingresos más estable y menos susceptible a las fluctuaciones del mercado. Además, la implementación de mejoras tecnológicas contribuirá a la sostenibilidad financiera y operativa del ingenio, permitiendo reinvertir en la modernización de la planta y en tecnologías más eficientes y sostenibles.

Capítulo 2. Objetivos

2.1. Objetivo General

Plantear un diseño conceptual de un sistema para mejorar las condiciones de operación de la Caldera DZ del Ingenio Riopaila Castilla S.A.

2.2. Objetivos Específicos

1. Caracterizar la operación de la caldera DZ y la producción de potencia, mediante el análisis del ciclo Rankine de Cogeneración.
2. Desarrollar un modelo conceptual del precalentamiento del agua de alimentación de la Caldera DZ, mediante el uso de un intercambiador de calor que cumpla con los requerimientos definidos.
3. Plantear un modelo conceptual de aprovechamiento de vapor generado con condiciones de $480^{\circ}C$ y 650Psig , mediante la integración de una turbina de Condensación.
4. Estimar los costos asociados a las soluciones planteadas, mediante un análisis de costos de los escenarios.

2.3. Alcances

Los objetivos del proyecto de grado se rigen dentro los alcances que se presentan a continuación:

1. Cálculo y Análisis del estado actual de la producción de vapor vivo del ciclo Rankine de cogeneración de la Caldera DZ.
 - Realizar un balance térmico de operación del ciclo de producción de potencia.
 - Evaluar la eficiencia de la caldera DZ por el Método BTU para ciclos de generación de vapor.
2. Propuesta #1: Actualización a un ciclo Rankine regenerativo de cogeneración.
 - Implementar conceptualmente un precalentador de agua antes de la entrada al domo superior de la caldera DZ.
 - Realizar un balance térmico de operación.
 - Análisis de resultados y decisión.
3. Propuesta #2: Instalación de una turbina de condensación adicional a los escenarios de funcionamiento que se definirán.
 - Actualizar el diseño conceptual de la turbina de contra presión existente para las nuevas condiciones de salida de la caldera.
 - Implementar esquemáticamente una turbina de condensación como turbina de generación adicional.
 - Realizar un balance térmico de operación.
 - Análisis de resultados y decisión.
4. Costo-Beneficio.
 - Estimar los costos de operación y los ingresos proyectados por la venta de energía y bagazo de caña en las propuestas planteadas.

2.4. Árbol de Objetivos

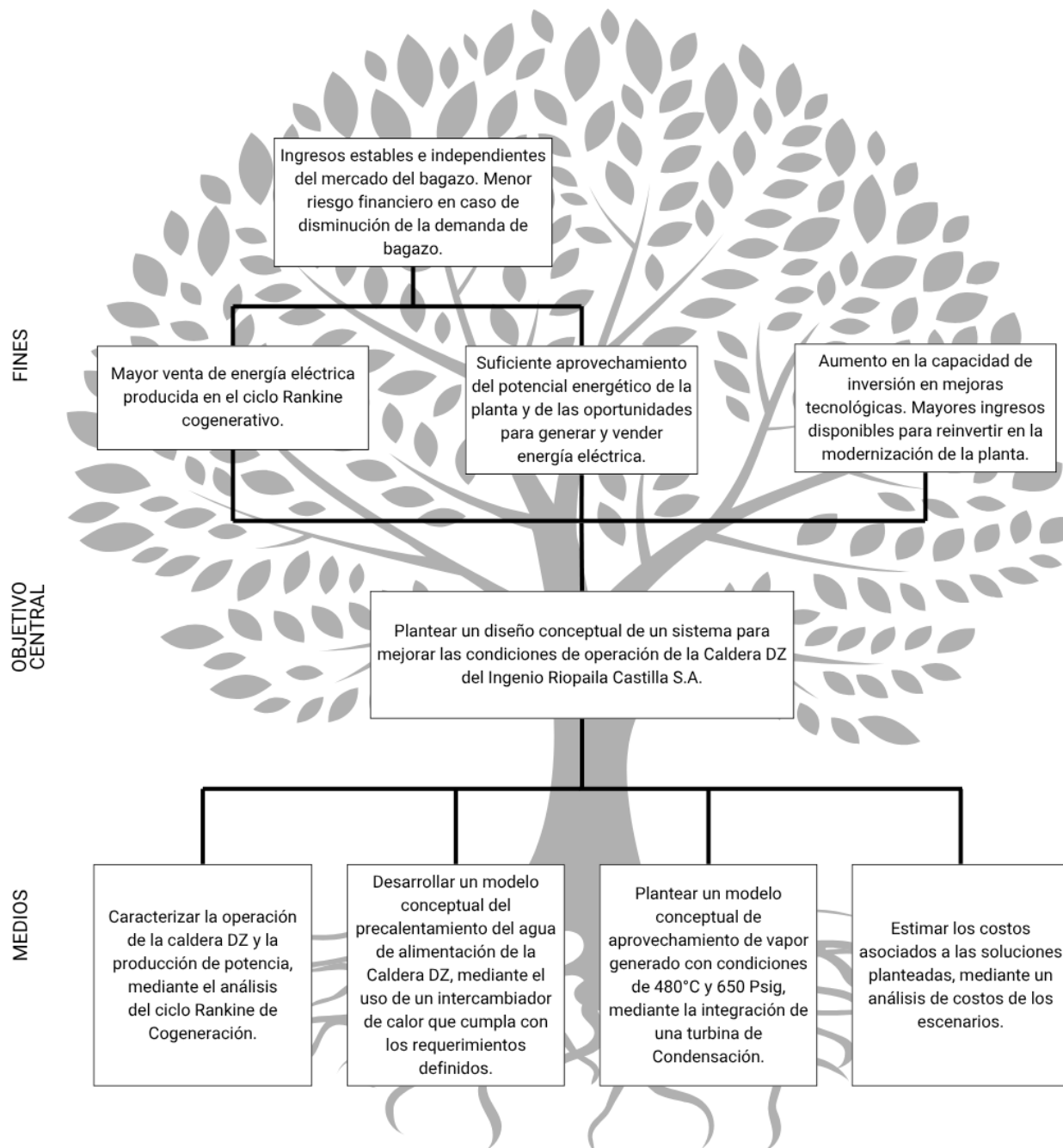


Figura 2.3: Árbol de Objetivos.

El árbol de objetivos presentado en la Figura 2.3 describe los objetivos centrales, medios y fines relacionados con la mejora conceptual de un sistema para mejorar las condiciones de operación de la Caldera DZ del Ingenio Riopaila Castilla S.A.

A continuación, se detallan los Fines del árbol de objetivos, y en las secciones 2.1. y 2.2. se plantean, el Objetivo central (General) y Objetivos específicos respectivamente.

2.4.1. Fines

1. Mayor venta de energía eléctrica producida en el ciclo Rankine cogenerativo.
 - Incrementar la cantidad de energía excedente disponible para la venta a la red pública, generando mayores ingresos para el ingenio.
2. Suficiente aprovechamiento del potencial energético de la planta y de las oportunidades para generar y vender energía eléctrica.
 - Maximizar el uso de los recursos disponibles para la cogeneración, aprovechando al máximo el potencial energético de la planta.
3. Ingresos estables e independientes del mercado del bagazo.
 - Reducir la dependencia de la venta de bagazo y minimizar el riesgo financiero asociado a las fluctuaciones del mercado de este subproducto.
4. Aumento en la capacidad de inversión en mejoras tecnológicas.
 - Generar mayores ingresos disponibles para reinvertir en la modernización de la planta y la implementación de tecnologías más eficientes y sostenibles.

2.5. Metodología

A continuación se presenta la metodología que se llevó a cabo en la realización de los objetivos del proyecto. El formato presenta la información organizada de la siguiente manera, Objetivos - Actividades - Recursos - Entregables.

Objetivos:

1. Caracterizar la operación de la caldera DZ y la producción de potencia, mediante el análisis del ciclo Rankine de Cogeneración.
 - **Actividad 1.1:** Se realizó un balance térmico de operación del ciclo de producción de potencia.
Recursos: Office 365, Material teórico, Información interna (Corporativa, operación).
Entregable: Informe de balance térmico, Plano balance térmico de operación.
 - **Actividad 1.2:** Se evaluó la eficiencia de la caldera DZ utilizando el Método Btu.
Recursos: Office 365, Material teórico, Información interna (Corporativa, operación), Datos Laboratorio Fábrica RioCas.
Entregable: Informe de evaluación de eficiencia, Tablas Excel del método Btu.
2. Desarrollar un modelo conceptual del precalentamiento del agua de alimentación de la Caldera DZ, mediante el uso de un intercambiador de calor que cumpla con los requerimientos definidos.
 - **Actividad 2.1:** Se implementó conceptualmente un precalentador de agua antes de la entrada al domo superior de la caldera DZ.
Recursos: Office 365, Material teórico, Información interna (Corporativa, operación).
Entregable: Informe de balance térmico, Plano balance térmico de operación.
 - **Actividad 2.2:** Se realizó un balance térmico de operación añadiendo el precalentador y aumentando las condiciones de operación deseadas.
Recursos: Office 365, Material teórico, Información interna (Corporativa, operación).
Entregable: Informe de balance térmico, Plano balance térmico de operación.
3. Plantear un modelo conceptual de aprovechamiento de vapor generado con condiciones de 480°C y 650 Psig, mediante la integración de una turbina de Condensación.
 - **Actividad 3.1:** Se actualizó el diseño conceptual de la turbina de contra presión existente para las nuevas condiciones de salida de la Caldera.
Recursos: Office 365, Material teórico, Información interna (Corporativa, operación).
Entregable: Informe de balance térmico, Plano balance térmico de operación.
 - **Actividad 3.2:** Se implementó esquemáticamente una turbina de condensación como turbina de generación adicional.
Recursos: Office 365, Material teórico, Información interna (Corporativa, operación).
Entregable: Informe de balance térmico, Plano balance térmico de operación,

4. Estimar los costos asociados a las soluciones planteadas, mediante el análisis de costos de los escenarios.

- **Actividad 4.1:** Se evaluó los costos de inversión y los ingresos proyectados por la venta de energía y bagazo de caña.

Recursos: datos de mercado, Office 365, Información interna (Corporativa, operación).

Entregable: Informe de evaluación de costos e ingresos proyectados.

Esta metodología aseguró que cada objetivo específico se abordara de manera estructurada y los entregables proporcionaron una base sólida para la toma de decisiones y la implementación de mejoras en el ciclo Rankine de Cogeneración del ingenio Riopaila Castilla S.A.

Capítulo 3. Marco Teórico

3.1. Mapa Conceptual

A continuación se presentan las herramientas teóricas que fueron utilizadas durante la elaboración del presente trabajo de grado, la Figura 3.4 contiene un resumen de los temas y las referencias bibliográficas que describen la teoría necesaria [15], [16], [17], [18], [19], [20], [21], [22], [23].



Figura 3.4: Mapa Conceptual del Marco Teórico.

3.2. Ciclos de Potencia Industrial

3.2.1. Sistemas de Potencia Industriales

Se define como un sistema de potencia industrial al conjunto de instalaciones y equipos electromecánicos destinados a generar, transformar, distribuir y utilizar la energía eléctrica dentro de una planta industrial, y tanto su diseño como operación son cruciales para garantizar la continuidad de los procesos productivos [22][15].

De manera general estos sistemas presentan una serie de componentes principales como se detallan a continuación:

1. Suministro de Energía:

- **Empalme de la red pública:** Conexión al sistema eléctrico nacional o regional, generalmente a media o alta tensión.
- **Generación propia (Autogeneración/Cogeneración):** Comúnmente los ingenios azucareros suplen su demanda eléctrica a través de plantas de generación distribuida (in situ), que utilizan el bagazo de la caña de azúcar como combustible en su proceso de generación de potencia a vapor o gas. Dicho poder calorífico es utilizado en Turbinas de gas o Turbinas de vapor (centrales en la cogeneración con ciclo Rankine o combinado). También está presente el uso de Generadores diésel o a gas para el respaldo o picos de demanda.

2. Transformación:

En el componente de la transformación están presentes las Subestaciones eléctricas, las cuales contienen transformadores que elevan o reducen los niveles de tensión para adecuarlos a la transmisión, distribución y consumo. En la industria, es común tener una subestación principal y subestaciones secundarias cerca de los centros de carga.

3. Distribución:

- **Tableros de distribución (Switchgear):** Concentran los dispositivos de protección (interruptores automáticos, seccionadores, fusibles) y maniobra para distribuir la energía a diferentes sectores y cargas.
- **Conductores:** Cables y barras colectoras que transportan la energía eléctrica.
- **Sistemas de protección y control:** Relés de protección, medidores, sistemas SCADA (Supervisory Control and Data Acquisition) para monitorear y controlar el sistema en tiempo real.

4. Cargas (Consumidores):

- **Motores eléctricos:** Son la carga predominante en la moría de las industrias, funcionan en el accionamiento de molinos, bandas, conductores de biomasa, bombas, ventiladores y compresores.
- **Iluminación:** Todos los sistemas de alumbrado de naves industriales (iluminación dentro de grandes edificios industriales utilizada para actividades de producción, almacenamiento o distribución) y oficinas.

- **Calentamiento industrial:** Hornos de resistencia, calentamiento por inducción, entre otros.
- **Equipos de proceso:** Maquinaria específica de la industria (soldadoras, equipos de electrólisis, entre otros).
- **Sistemas de control y electrónica de potencia:** Variadores de frecuencia y PLC's (Programmable logic controller).

En el contexto de un ingenio azucarero, el sistema de potencia industrial está íntimamente ligado a la planta de cogeneración. En Colombia, la caña de azúcar es una materia prima fundamental que se aprovecha tanto para la elaboración de alimentos como para la generación de energía. Si bien el azúcar es su producto primario, en el proceso de molienda resulta un valioso subproducto: el bagazo. Este residuo fibroso es aprovechado dentro del mismo ingenio como biomasa combustible para alimentar un ciclo de potencia de vapor (ciclo Rankine) produciendo vapor a alta presión y temperatura, el cual luego se expande en turbinas de vapor acopladas a generadores eléctricos.

3.2.2. ¿Qué es la Cogeneración?

“Las industrias que utilizan grandes cantidades de calor para sus procesos también consumen una gran cantidad de energía eléctrica. Por consiguiente, desde el punto de vista de la ingeniería es más económico utilizar el potencial de trabajo ya existente para producir energía en vez de permitir que se desperdicie. El resultado es una central que produce electricidad mientras cubre los requerimientos de calor de ciertos procesos industriales. Una central de este tipo es llamada planta de cogeneración. En general, **la cogeneración es la producción de más de una forma útil de energía (como calor de proceso y energía eléctrica) a partir de la misma fuente de energía.** Tanto un ciclo de turbina de vapor (Rankine) como otro de turbina de gas (Brayton), o incluso ciclo combinado, pueden utilizarse como ciclos de potencia en una planta de cogeneración [16].”

Cuando la secuencia de producción es: energía eléctrica - energía térmica se habla de un ciclo Topping y cuando la secuencia es inversa se habla de un ciclo Bottoming. Queda claro que el ciclo Topping de generación de fuerza motriz-energía térmica es el usado en la industria de azúcar y alcohol [18].

3.2.3. Ciclo Rankine de Cogeneración

El ciclo Rankine es el ciclo termodinámico fundamental que describe el funcionamiento de la mayoría de las centrales termoeléctricas de vapor, presenta cuatro componentes principales (la bomba, la caldera, la turbina y el condensador). Cuando este ciclo se modifica para producir no solo electricidad sino también energía térmica útil (vapor de proceso o agua caliente), se denomina **ciclo Rankine de cogeneración** [16].

Modificación para la Cogeneración:

En un ciclo de Rankine de cogeneración, no todo el vapor se expande hasta la presión del condensador. Se extrae una porción del vapor de la turbina a una o varias presiones intermedias, este vapor extraído se utiliza directamente para necesidades de calentamiento de proceso en la planta

industrial (por ejemplo, en los evaporadores y calentadores del ingenio azucarero). Principalmente existen dos tipos de turbinas para la cogeneración:

- **Turbinas de Contrapresión (Back-Pressure Turbines)**

Todo el vapor de escape de la turbina se utiliza para procesos térmicos. No hay condensador para la producción de energía eléctrica; la presión de escape de la turbina está determinada por la presión requerida por el proceso térmico. Son muy eficientes térmicamente si toda la energía térmica es utilizable.

- **Turbinas de Extracción-Condensación (Extraction-Condensing Turbines)**

Una parte del vapor se extrae de etapas intermedias de la turbina para el proceso térmico, y el resto del vapor continúa expandiéndose hasta la presión del condensador para maximizar la generación eléctrica. Ofrecen mayor flexibilidad para variar la proporción de calor y electricidad producida.

La cogeneración incrementa significativamente la eficiencia térmica global del sistema. En lugar de rechazar todo el calor residual al ambiente (como en un ciclo de solo potencia), una gran porción de este calor se aprovecha para fines útiles. La eficiencia de utilización del combustible puede superar el 70-85 %, comparado con el 30-45 % de las plantas de solo generación eléctrica [16].

3.2.3.1. Leyes de la termodinámica

- **Primera Ley de la Termodinámica:**

La primera ley de la termodinámica, también conocida como **principio de conservación de la energía**, establece que la energía no puede ser creada ni destruida, solo transportada de una forma a otra [16]. En términos matemáticos, se expresa cómo:

$$\Delta U = Q - W \quad (3.1)$$

donde:

- ΔU es el cambio en la energía interna del sistema.
- Q es el calor añadido al sistema.
- W es el trabajo realizado por el sistema.

- **Segunda Ley de la Termodinámica:**

La segunda ley de la termodinámica establece que la **entropía** de un sistema aislado siempre tiende a aumentar con el tiempo, lo que implica que los procesos naturales tienden a moverse hacia un estado de mayor desorden. Esta ley también introduce el concepto de **irreversibilidad** en los procesos termodinámicos.

Ahora bien, se conoce el término de **exergía**, siendo esta una medida de la **energía útil** disponible para realizar trabajo. La exergía destruida, también conocida como irreversibilidad, se refiere a la parte de la exergía que se pierde debido a la generación de entropía en un proceso. En otras palabras, es la energía que no puede ser utilizada para realizar trabajo debido a las ineficiencias del proceso [16]. Matemáticamente, la exergía destruida (X_{dest}) se puede expresar como:

$$X_{dest} = T_0 \Delta S \quad (3.2)$$

donde:

- T_0 es la temperatura del entorno.
- ΔS es el cambio en la entropía del sistema.

3.2.4. Incremento de la eficiencia en ciclo Rankine

El volumen de energía que se produce en las centrales de potencia basadas en el ciclo Rankine es tan significativo que cualquier optimización en la eficiencia, por mínima que parezca, tiene un impacto directo y considerable en la reducción del consumo de combustible. Para conseguir esta mejora en la eficiencia, es necesario elevar la temperatura promedio a la que el fluido de trabajo absorbe calor en la caldera, y simultáneamente, minimizar la temperatura promedio a la que lo rechaza en el condensador [16].

■ Reducción de la presión del condensador (reducción de $T_{baja,prom}$)

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

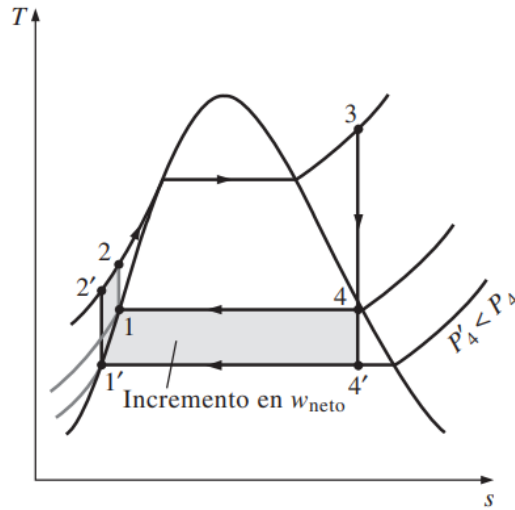


Figura 3.5: Efecto de la reducción de la presión en el condensador.
[16]

Reducir la presión del condensador es una estrategia fundamental para mejorar la eficiencia del ciclo Rankine. Como se ilustra en el diagrama T-s (Figura 3.5), si se mantiene constante el estado de entrada a la turbina y se disminuye la presión de condensación de P_4 a P'_4 , se obtiene un incremento en el trabajo neto (representado por el área sombreada). Aunque esta modificación también requiere un leve aumento en la adición de calor (área bajo la curva 2'-2), el aumento de trabajo es sustancialmente mayor, y el resultado es una mejora neta de la eficiencia térmica.

Para aprovechar el aumento de eficiencia a bajas presiones, las centrales operan con condensadores a vacío, es decir, a presiones muy inferiores a la atmosférica. El límite inferior para esta presión es la presión de saturación correspondiente a la temperatura del medio de enfriamiento disponible.

Sin embargo, operar a vacío introduce dos efectos colaterales. Primero, se incrementa el riesgo de infiltración de aire al sistema. Segundo, y más crítico, el contenido de humedad del vapor aumenta en las etapas finales de la turbina como se ve en la Figura 3.5. Un alto contenido de líquido es perjudicial, debido a que causa erosión en los álabes y disminuye la eficiencia de la turbina. Este problema de humedad se puede contrarrestar mediante el sobrecalentamiento del vapor [16].

- **Sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas (incremento de $T_{alta,prom}$)**

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

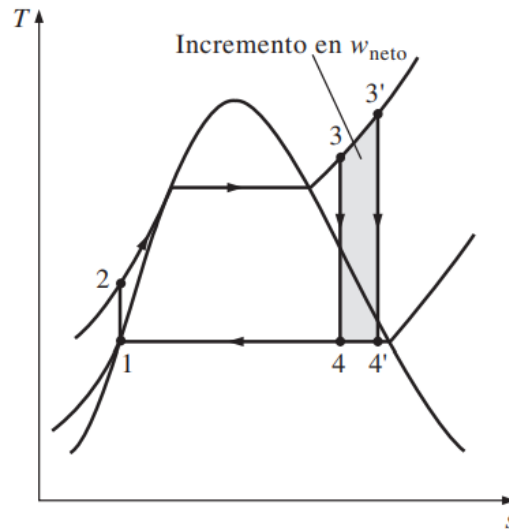


Figura 3.6: Efecto del sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas.
[16]

El sobrecalentamiento del vapor es una estrategia clave para mejorar el rendimiento del ciclo, como se ilustra en el diagrama T-s de la Figura 3.6. Este proceso incrementa tanto el trabajo neto (representado por el área sombreada) como el calor de entrada (área bajo la curva 3-3'). El resultado es un aumento en la eficiencia térmica, ya que el sobrecalentamiento eleva la temperatura promedio a la cual el fluido de trabajo absorbe calor.

Adicionalmente, esta técnica ofrece una ventaja operativa fundamental, reduciendo el contenido de humedad del vapor en las etapas finales de la expansión de la turbina (el estado 4' posee una calidad mayor que el estado 4), mitigando así la erosión de los álabes.

Sin embargo, la temperatura máxima de sobrecalentamiento está restringida por consideraciones metalúrgicas. Actualmente, la temperatura límite permisible en la admisión de la

turbina es de aproximadamente 620°C (1150°F). Superar este límite depende directamente del desarrollo de materiales capaces de soportar condiciones térmicas más severas [16].

- **Incremento de la presión de la caldera (incremento de $T_{alta,prom}$)**

Un método alternativo para elevar la temperatura promedio de adición de calor consiste en aumentar la presión de operación de la caldera. Dado que la temperatura de ebullición es función directa de la presión, esta acción eleva la temperatura a la que ocurre el cambio de fase. Esto, a su vez, incrementa la temperatura media de transferencia de calor al vapor, resultando en una mejora de la eficiencia térmica del ciclo.

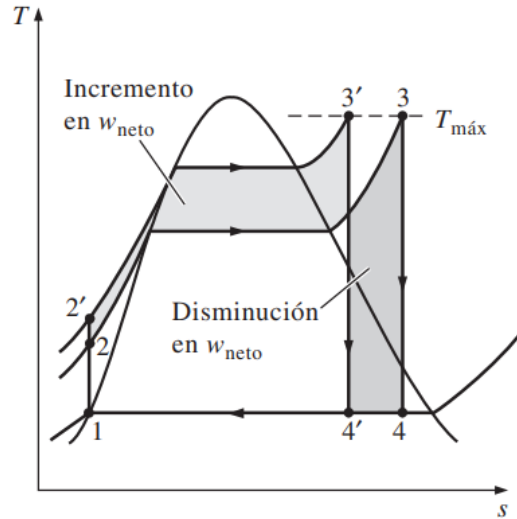


Figura 3.7: Efecto del incremento de la presión de la caldera.
[16]

El diagrama T-s de la Figura 3.7 ilustra el efecto de esta modificación. Se observa que, si se mantiene fija la temperatura de entrada a la turbina, un aumento en la presión de la caldera desplaza el ciclo hacia la izquierda. Este desplazamiento tiene un efecto negativo porque incrementa el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina. Sin embargo, este problema de alta humedad puede mitigarse implementando un recalentamiento del vapor [16].

3.2.5. Mejoras al Ciclo de Cogeneración

Las mejoras en los ciclos de cogeneración de los ingenios azucareros, específicamente aquellos que queman bagazo de caña como biocombustible en sus calderas, se han analizado mediante la modificación del ciclo Rankine estándar. Un estudio técnico relevante evaluó ocho escenarios distintos basados en dos condiciones de operación para el vapor a la salida de la caldera: una condición base de 67 bar y 480°C, y una condición de mayor presión de 100 bar y 520°C. Estas presiones se consideran realistas según la tendencia actual del sector cañero en Brasil. Para cada una de estas dos condiciones de presión, se formularon cuatro alternativas de recuperación de energía: el ciclo convencional, el ciclo con recalentamiento, el ciclo regenerativo y un ciclo compuesto que incluye tanto recalentamiento como regeneración [4][2].

La base teórica para proponer estas modificaciones proviene de la experiencia en la optimización de eficiencia en centrales termoelectricas que emplean tecnologías similares, como las descritas por Moran & Shapiro (2008) [23].

En todos los escenarios analizados, se mantuvieron parámetros operativos comunes: se extrae vapor saturado seco de la turbina a 2.5 bar, destinado tanto al proceso de producción de etanol como al desaerador. El punto de desaeración se fijó en 110°C, y el vapor de escape de la turbina fluye al condensador a una presión de 0.1 bar. El condensado pasa por el desaerador antes de ser reintroducido en la caldera para cerrar el ciclo [4].

Para la evaluación del rendimiento se utilizaron tres indicadores termodinámicos principales:

1. La **eficiencia energética** se definió como la relación entre la energía útil (la suma de la energía térmica usada en la producción de etanol más la electricidad total generada) y la cantidad total de energía que ingresa a la caldera.
2. La **potencia neta producida** representa la diferencia entre la energía total generada por la unidad de cogeneración y la potencia consumida por las bombas del ciclo Rankine.
3. La **potencia neta exportada** es la potencia entregada a la red, determinada por la diferencia entre la potencia neta producida y la potencia requerida para el proceso de producción de etanol.

Los modelos de los escenarios se simularon utilizando el software **Engineering Equation Solver** (EES). Este recurso computacional es valioso para proporcionar soluciones termodinámicamente robustas en sistemas energéticos, ya que resuelve conjuntos de ecuaciones algebraicas y es particularmente útil en problemas de diseño donde se deben determinar los efectos de uno o más parámetros. En el análisis, se aplicó para variar un solo parámetro a la vez dentro de un rango adecuado para encontrar el resultado óptimo. Las ecuaciones empleadas en los modelos se fundamentaron en los principios de conservación de masa y energía para cada etapa de los ciclos Rankine [4].

- Ciclo de potencia de vapor convencional para una planta de cogeneración:

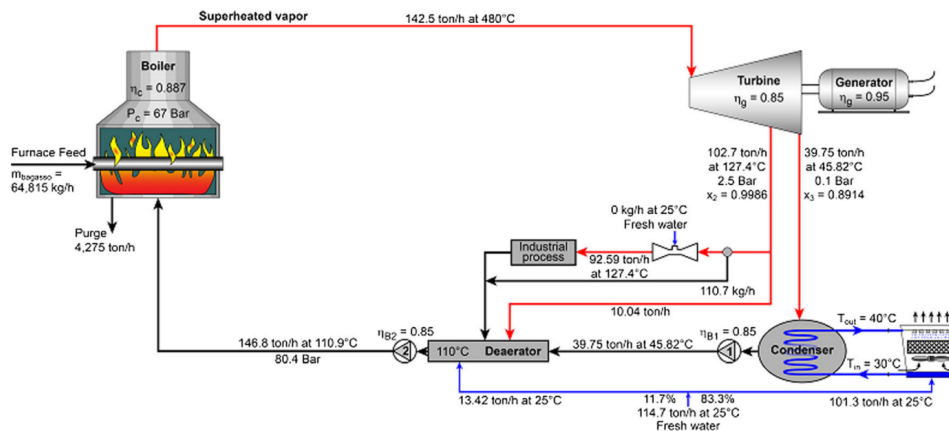


Figura 3.8: Ciclo de potencia de vapor convencional para una planta de cogeneración.

[4]

En el ciclo convencional representado en la Figura 3.8, el vapor sobrecalentado procedente

de la caldera se expande a través de la turbina hasta alcanzar la presión del condensador. El ciclo se completa cuando el vapor de escape de la turbina se condensa y vuelve a la caldera con el condensado del proceso.

- Ciclo de potencia de vapor con recalentamiento para una planta de cogeneración:

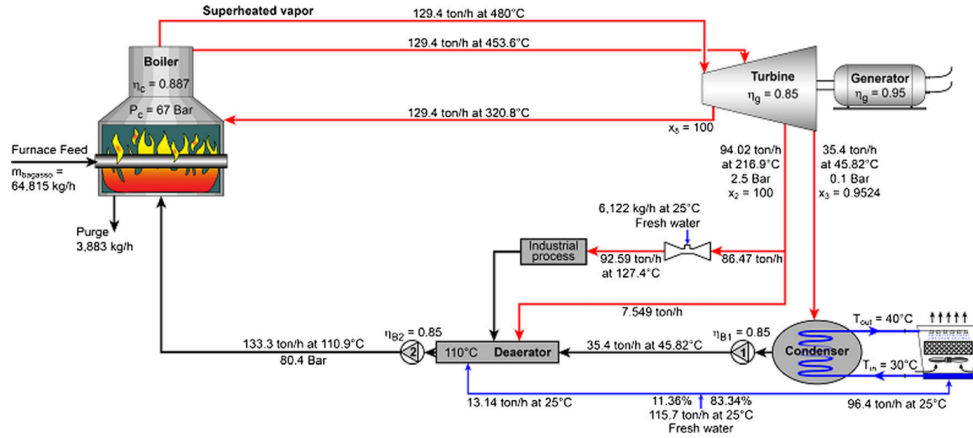


Figura 3.9: Ciclo de potencia de vapor con recalentamiento para una planta de cogeneración. [4]

En el ciclo de recalentamiento representado en la Figura 3.9, el vapor no se expande para alcanzar la presión del condensador en una sola etapa. En su lugar, el vapor se expande a través de una turbina de primera etapa y se recalienta en la caldera. El flujo tras el recalentamiento se reinyecta en la turbina en la segunda etapa.

- Ciclo de potencia de vapor regenerativo para una planta de cogeneración:

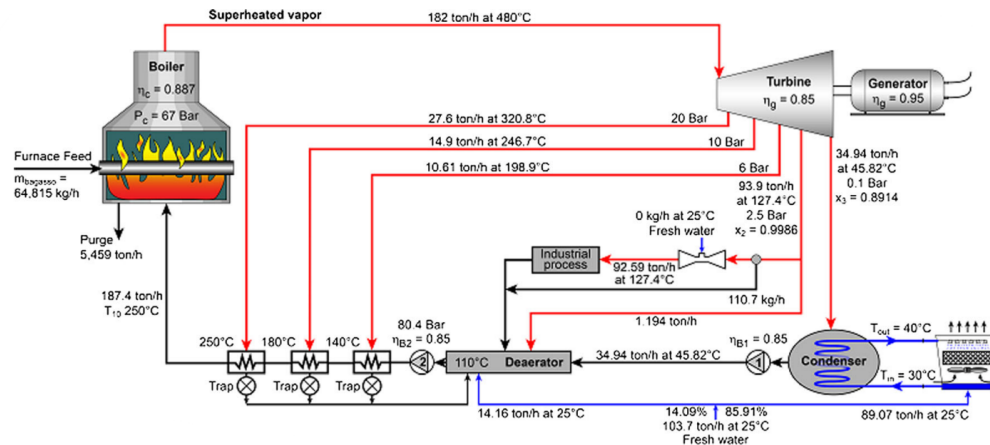


Figura 3.10: Ciclo de potencia de vapor regenerativo para una planta de cogeneración. [4]

El ciclo regenerativo supone tomas intermedias de vapor a lo largo de la turbina. Estos flujos de vapor se utilizan para calentar el agua de alimentación de la caldera, lo que se produce por contacto indirecto en intercambiadores de calor, como se muestra en la Figura 3.10.

3.2.6. Eficiencia de cogeneración

La eficiencia de cogeneración en un ciclo Rankine se calcula dividiendo la energía total producida (electricidad más calor) por la energía térmica total suministrada al sistema. En otras palabras, es la relación entre la energía útil generada y la energía consumida [18].

$$\eta_{\text{cogeneración}} = \frac{(\text{Energía Eléctrica} + \text{Energía Térmica})}{\text{Energía Térmica de Entrada}} \quad (3.3)$$

En otros términos podríamos expresar estas energías de la siguiente manera:

- **Rendimiento de generación:** Es el porcentaje de la energía térmica del combustible que se convierte en energía eléctrica.

$$\eta_g = \frac{E_e}{E_b} \quad (3.4)$$

- **Relación de cogeneración:** Es la proporción que se usa de uno u otro tipo de energía útil en el proceso.

$$\psi = \frac{E_t}{E_e} \quad (3.5)$$

- **Rendimiento combinado total:** Es la eficiencia de cogeneración.

$$\varphi_t = \frac{(E_t + E_e)}{E_b} \quad (3.6)$$

- **Rendimiento combinado total:**

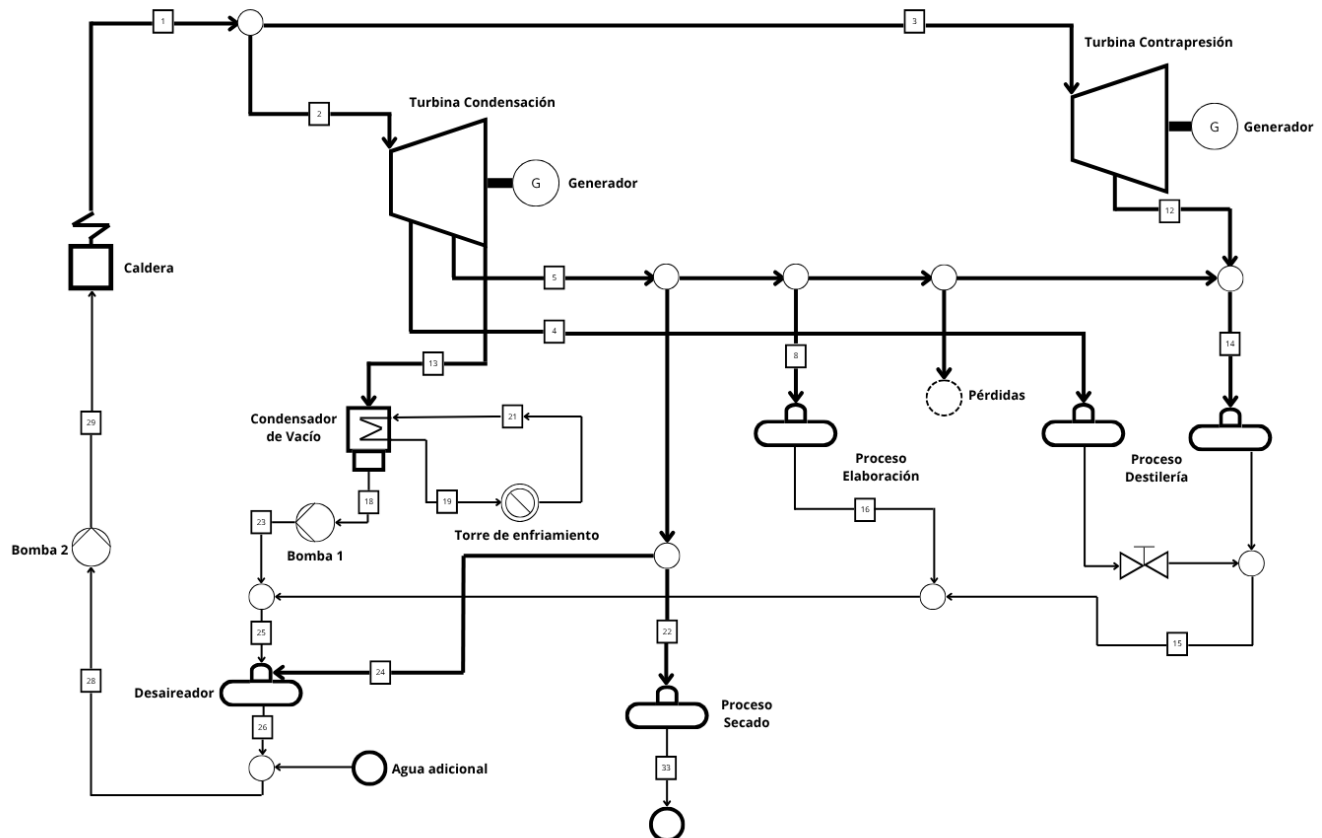
$$\varphi_t = \eta_g(1 + \psi) \quad (3.7)$$

Donde E_e es la energía eléctrica generada, E_t es la energía térmica aprovechada (Energía saliente de la caldera) y E_b la energía entregada al ciclo (Energía entrante proveniente del combustible).

La eficiencia de cogeneración es mayor que la eficiencia térmica del ciclo Rankine porque considera la energía térmica utilizada, lo que aumenta la eficiencia energética global del sistema [16].

3.3. Análisis Energético y Exergético de un sistema de cogeneración en una fábrica azucarera

El objetivo de este trabajo es aplicar un análisis energético y exergético, fundamentado en la primera y segunda ley de la termodinámica, para evaluar el sistema de cogeneración de un ingenio azucarero. El propósito es identificar los puntos críticos del ciclo donde se destruye la mayor cantidad de exergía. Al localizar estas irreversibilidades, se pueden proponer acciones para reducirlas, analizando específicamente el efecto de modificar las condiciones de entrada del vapor a las turbinas. La meta final es aprovechar la mayor cantidad de energía posible, con el fin de obtener beneficios energéticos y económicos para la región [3].



Adaptación hecha por: Brandon Daniel Velasquez Quintero
Fábrica con capacidad de 409 TCH

Figura 3.11: Esquema de un ciclo de cogeneración de un ingenio azucarero de 409 TCH.

El sistema de cogeneración presentado en la Figura 3.11 pertenece a un ingenio azucarero situado en el Valle del Cauca, Colombia. Esta planta tiene una capacidad de producción de energía de 34.5 MW y procesa 1806 toneladas de caña por día (TCD), con una capacidad de molienda de

409 toneladas de caña por hora (TCH). Para el análisis, las condiciones ambientales o estado de referencia se definieron a una temperatura promedio de 21.8°C y una presión atmosférica de 90.3 kPa. Los componentes principales del ciclo incluyen dos bombas, una caldera, dos turbinas (una de condensación y otra de contrapresión), un condensador y varios intercambiadores de calor destinados a los subprocesos de la producción de azúcar.

El ciclo Rankine se alimenta con bagazo, un residuo de la producción de azúcar. La planta consume 81,344 kilogramos de bagazo por hora en la caldera para generar vapor sobrecalentado. Este vapor se distribuye simultáneamente a la turbina de condensación y a la turbina de contrapresión.

La turbina de condensación cuenta con dos extracciones de vapor. La primera, a 552 kPa, se utiliza en el proceso de destilación; la segunda, a 138 kPa, se emplea en el secado y la producción de azúcar. La salida final de esta turbina se dirige a un condensador de vacío. El vapor que sale de la turbina de contrapresión también se aprovecha en el proceso de destilación. Todas las corrientes de condensado y agua de reposición se unifican en un desaierador. Desde allí, el agua es bombeada de regreso a la caldera para cerrar el ciclo.

Para el estudio, se registraron las presiones y temperaturas en diferentes puntos del sistema, utilizando el promedio de los datos históricos de la planta medidos a lo largo de un año. Las propiedades termodinámicas para cada estado se calcularon utilizando un software de hoja de cálculo (Excel) equipado con un complemento de biblioteca de tablas termodinámicas para agua y vapor, basado en la formulación IAPWS-IF97 [3].

Análisis energético

Tabla 3.1:

Ecuaciones del análisis energético del sistema de cogeneración de un ingenio azucarero de 409 TCH. [3]

Devices	First Law
Boiler	$\dot{Q}_{Boi} = \dot{m}_1(h_1 - h_{29}) + L_{Boi}$
Condensation Turbine	$\dot{W}_{CondTurb} = \dot{m}_2 h_2 - (\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{13} h_{13})$
Back pressure Turbine	$\dot{W}_{BpTurb} = \dot{m}_3(h_3 - h_{12})$
Dryer	$\dot{Q}_{Dry} = \dot{m}_{22}(h_{33} - h_{22})$
Process Elaboration	$\dot{Q}_{Elb} = \dot{m}_8(h_{16} - h_8)$
Vacuum Condenser	$\dot{Q}_{Vcond} = (\dot{m}_{18} h_{18} + \dot{m}_{19} h_{19}) - (\dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{21} h_{21})$
Distillery	$\dot{Q}_{Dist} = \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_{14} h_{14}$
Desaerator	$\dot{Q}_{Des} = \dot{m}_{26} h_{26} - (\dot{m}_{25} h_{25} + \dot{m}_{24} h_{24})$
Pump 1	$\dot{W}_{Pp1} = \dot{m}_{18}(h_{18} - h_{23})$
Pump 2	$\dot{W}_{Pp2} = \dot{m}_{28}(h_{28} - h_{29})$
Combustion	$Q_G = HCV_{bagasse} + \sum N_p (C_p (T_G - T_0))$

Para este análisis, se realizaron las siguientes suposiciones debido al conocimiento exclusivo de los datos de los puntos ilustrados en la Figura 3.11; por lo tanto es posible mostrar a través del análisis de energía y exergía las irreversibilidades del sistema y proponer mejoras para lograr la eficiencia de los procesos [3].

1. Los equipos como turbinas y bombas se consideraron adiabáticos.
2. Los equipos como la caldera, los subprocesos (destilería, procesos de elaboración, secado), el condensador de vacío y el desaierador se consideran isobáricos.
3. No se consideraron las pérdidas de flujo másico en las líneas ni las variaciones de energía cinética y potencial.

La Tabla 3.1 muestra las ecuaciones correspondientes para el desarrollo del balance de energía (primera ley de la termodinámica) de todos los equipos del sistema de cogeneración.

Análisis exergético

Tabla 3.2:

Ecuaciones del análisis exergético del sistema de cogeneración de un ingenio azucarero de 409 TCH. [3]

Devices	Heat Exergy	Exergy Flow
Boiler	$\dot{x}_{Boi} = (1 - T_0/T_{Boi})\dot{Q}_{Boi}$	$\dot{X}_{Boi} = \dot{m}_1(\psi_1 - \psi_{30})$
Condensation Turbine	-	$\dot{X}_{CondTurb} = \dot{m}_2\psi_2 - (\dot{m}_4\psi_4 + \dot{m}_5\psi_5 + \dot{m}_{13}\psi_{13})$
Back pressure Turbine	-	$\dot{X}_{BpTurb} = \dot{m}_3(\psi_3 - \psi_{12})$
Dryer	$\dot{x}_{Dry} = (1 - T_0/T_D)\dot{Q}_{Dry}$	$\dot{X}_{Dry} = \dot{m}_{22}(\psi_{22} - \psi_{33})$
Process Elaboration	$\dot{x}_{Elb} = (1 - T_0/T_{Elb})\dot{Q}_{Elb}$	$\dot{X}_{Elb} = \dot{m}_8(\psi_8 - \psi_{16})$
Vacuum Condenser	$\dot{x}_{Vcond} = (1 - T_0/T_{Vcond})\dot{Q}_{Vcond}$	$\dot{X}_{Vcond} = (\dot{m}_{13}\psi_{13} + \dot{m}_{21}\psi_{21}) - (\dot{m}_{18}\psi_{18} + \dot{m}_{19}\psi_{19})$
Distillery	$\dot{x}_{Dist} = (1 - T_0/T_{Dist})\dot{Q}_{Dist}$	$\dot{X}_{Dist} = (\dot{m}_4\psi_4 + \dot{m}_{14}\psi_{14}) - \dot{m}_{15}\psi_{15}$
Desaerator	$\dot{x}_{Des} = (1 - T_0/T_{Des})\dot{Q}_{Des}$	$\dot{X}_{Des} = (\dot{m}_{24}\psi_{24} + \dot{m}_{25}\psi_{25}) - \dot{m}_{26}\psi_{26}$
Pump 1	-	$\dot{X}_{Pp1} = \dot{m}_{18}(\psi_{18} - \psi_{23})$
Pump 2	-	$\dot{X}_{Pp2} = \dot{m}_{28}(\psi_{28} - \psi_{29})$
Combustion	-	$\dot{X}_{ch} = \dot{m}_{bagasse} \beta LCV_{bagasse}$

Para evaluar la eficiencia energética de una planta, se utiliza el balance exergético, un método que permite analizar las pérdidas de energía, el potencial de aprovechamiento en flujos de salida (en sistemas abiertos) y los beneficios de los ciclos regenerativos. La transferencia de exergía en sistemas abiertos ocurre por tres vías: flujo másico, calor y trabajo. Por lo tanto, aplicando el concepto de exergía de flujo y considerando los supuestos definidos anteriormente, se calcula la exergía destruida (potencial de trabajo perdido) para cada equipo mediante las ecuaciones de la Tabla 3.2 [3].

3.3.1. Análisis de energía en Intercambiadores de calor

En un intercambiador de calor, es totalmente válido y fundamental aplicar un balance de energía termodinámico bajo el principio de que la energía que entra al sistema es igual a la energía que sale del mismo ($E_{in} = E_{out}$). Este enfoque es una aplicación directa de la Primera Ley de la Termodinámica para sistemas abiertos en estado estacionario.

Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor entre dos fluidos a diferentes temperaturas, sin que estos se mezclen. Para analizar su comportamiento desde el punto de vista termodinámico, se considera el intercambiador como un volumen de control, un sistema abierto por el que fluyen los fluidos [16].

La forma general del balance de energía para un sistema abierto establece que la tasa de cambio de la energía dentro del volumen de control es igual a la tasa neta de transferencia de energía hacia adentro y hacia afuera a través de calor, trabajo y masa. Matemáticamente, se expresa como:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{entrada} \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_{salida} \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (3.8)$$

Donde, E_{VC} es la energía total dentro del volumen de control. $\dot{Q}$ es la tasa neta de transferencia de calor. $\dot{W}$ es la tasa neta de trabajo. $\dot{m}$ es el flujo másico. h es la entalpía específica. V es la velocidad. g es la aceleración de la gravedad. z es la altura.

Para un intercambiador de calor típico, se realizan una serie de suposiciones razonables que simplifican enormemente esta ecuación general.

1. Estado estacionario: Se asume que las condiciones de operación (temperaturas, presiones, flujos másicos) no cambian con el tiempo. Esto implica que la acumulación de energía dentro del intercambiador es nula ($\frac{dE_{VC}}{dt} = 0$).
2. No hay trabajo: Los intercambiadores de calor son dispositivos pasivos que no producen ni consumen trabajo ($\dot{W} = 0$).
3. Cambios de energía cinética y potencial despreciables: Las variaciones en la velocidad y la altura de los fluidos entre la entrada y la salida suelen ser insignificantes en comparación con los cambios de entalpía. Por lo tanto, los términos de energía cinética ($\frac{V^2}{2}$) y potencial (gz) se desprecian.
4. Sistema adiabático (en su conjunto): Se considera que el intercambiador de calor está perfectamente aislado, por lo que no hay pérdida de calor hacia los alrededores ($\dot{Q} = 0$ para el sistema global). El único intercambio de calor ocurre dentro del sistema, entre los dos fluidos.

Aplicando estas suposiciones, la ecuación de balance de energía se reduce a:

$$\sum_{entrada} \dot{m}_e h_e = \sum_{salida} \dot{m}_s h_s \quad (3.9)$$

Esto es, la tasa total de energía que entra al intercambiador a través de los flujos másicos es igual a la tasa total de energía que sale a través de los mismos.

3.4. Turbinas y Producción de Potencia

3.4.1. Turbinas de flujo axial

En las turbinas de vapor de flujo axial convencionales, el vapor se expande en dirección paralela al eje del rotor, pasando sucesivamente a través de los álabes de una o varias etapas montadas en dicho eje (ver Figura 3.12). La norma NEMA SM 24 clasifica estas máquinas en varias familias según el manejo de su vapor.

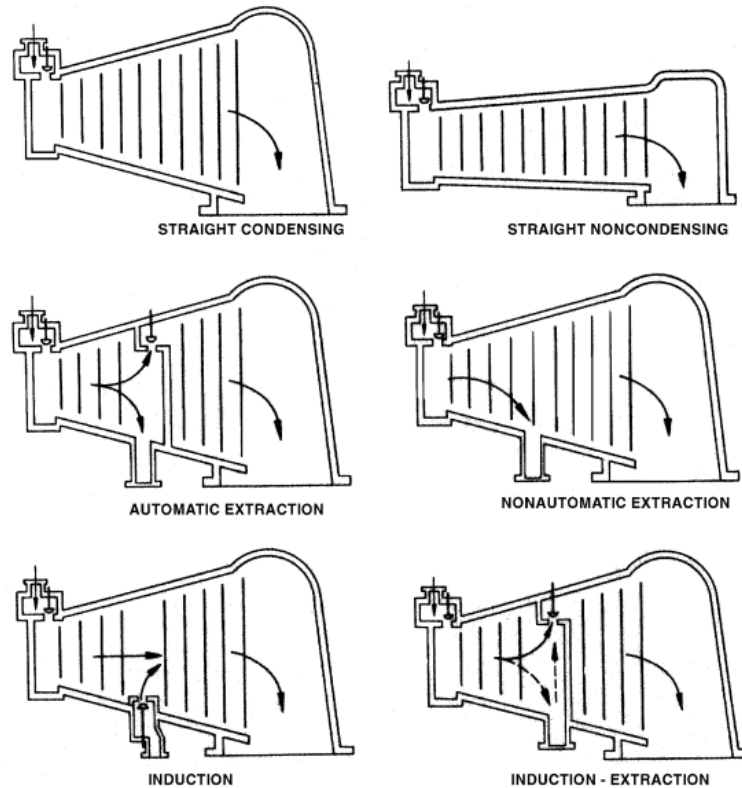


Figura 3.12: Tipos de turbinas de flujo axial.
[21]

La distinción principal radica en la presión de escape. Las **turbinas de condensación** descargan el vapor a presión subatmosférica (vacío) hacia un condensador para su licuefacción total. En contraste, las **turbinas sin condensación**, comúnmente llamadas de **contrapresión**, están diseñadas para que su escape se mantenga a una presión específica por encima de la atmosférica, permitiendo que ese vapor sea utilizado en un proceso externo.

Otra clasificación importante depende de las extracciones. Las **turbinas de extracción automática** poseen puertos intermedios y un sistema que regula activamente la presión del vapor extraído. Si la turbina tiene puertos de extracción pero carece de dicho sistema de control, se denomina de **extracción no automática**.

Finalmente, existen diseños que admiten vapor en etapas intermedias. Las **turbinas de inducción**

(o de presión mixta) tienen entradas separadas para vapor a dos presiones, con control automático sobre la admisión secundaria. Las **turbinas de inducción-extracción** son las más flexibles, ya que pueden extraer vapor o admitir un flujo suplementario en un puerto intermedio para mantener el balance térmico de un proceso [21].

La potencia en el eje de una turbina se genera mediante una fuerza de rotación, la cual puede ser impartida por la energía de presión del vapor, su energía cinética (velocidad), o una combinación de ambas. Esto define los dos tipos principales de turbinas:

1. **Turbinas de Impulso:** Estas turbinas aprovechan principalmente la velocidad del vapor. Utilizan una fila de toberas fijas para acelerar el vapor y dirigirlo hacia los álabes móviles, que suelen tener forma de media luna. La característica distintiva es que la caída de presión del vapor ocurre casi en su totalidad en las toberas fijas, mientras que la presión permanece prácticamente constante a medida que el vapor cruza los álabes móviles.
2. **Turbinas de Reacción:** Estas utilizan hileras alternas de álabes fijos y móviles, ambos generalmente con un perfil aerodinámico. A diferencia del tipo de impulso, en una turbina de reacción la presión del vapor cae a través de ambas hileras, tanto las fijas como las móviles.

Para optimizar el rendimiento, la velocidad de los álabes en las turbinas de reacción debe ser aproximadamente igual a la velocidad del vapor. En las turbinas de impulso, la potencia máxima se alcanza cuando la velocidad de los álabes es cercana al 50 % de la velocidad del vapor.

Dado que la velocidad del vapor está ligada a la caída de presión, dividir la caída de presión total en múltiples etapas (ya sean de impulso, reacción o mixtas) permite gestionar la velocidad del vapor. Esto evita la necesidad de ruedas de gran diámetro o velocidades de rotación excesivamente altas. Es común que las turbinas comerciales sean multietapa; un diseño típico puede comenzar con una etapa Curtis (dos hileras de álabes de impulso móviles con una fija intermedia) y continuar con múltiples etapas de reacción [21].

3.4.2. Características de Rendimiento

La configuración de la turbina de vapor depende de la arquitectura del ciclo de cogeneración. En los ciclos “Topping”, cuyo objetivo es suministrar energía térmica de baja presión a procesos subsiguientes, se suelen emplear turbinas de contrapresión o de condensación por extracción. Por el contrario, los ciclos “Bottoming”, que operan con una fuente de energía de menor grado, priorizan la generación de potencia y, por lo tanto, utilizan típicamente turbinas de condensación. La eficiencia de una planta de vapor alcanza su punto máximo cuando se utiliza una turbina de contrapresión y el 100 % de su vapor de escape es consumida por un proceso térmico. En este escenario ideal, las únicas ineficiencias se limitan a las pérdidas mecánicas (engranajes, alternador) y a las inherentes al proceso de generación de vapor. Un sistema “Topping” a gran escala, equipado con una caldera acuotubular eficiente, un economizador y un precalentador, puede alcanzar eficiencias globales (medidas desde el combustible hasta el uso final) superiores al 90 % [21].

NEMA Standard SM 24 define el Steam Rate teórico (theoretical steam rate) como la cantidad de vapor por unidad de potencia requerida por un ciclo Rankine ideal, que es un proceso de expansión isentrópico o adiabático reversible. Esto se puede ver mejor gráficamente en un gráfico de entalpía-entropía (Mollier). Expresado algebraicamente, la tasa de vapor es:

$$SR_t = \frac{2546}{h_i - h_e} \quad (3.10)$$

Donde:

- SR_t es el Steam Rate Teórico [lb/hp.h]
- h_e es la entalpía del vapor a la presión de escape y entropía de entrada [Btu/lb]
- h_i es la entalpía del vapor a la presión y temperatura de entrada [Btu/lb]
- 2546 es un factor de conversión que relaciona unidades de energía térmica con unidades de trabajo mecánico [Btu/hp.h]

Esta expansión isentrópica a través de la turbina representa una eficiencia de conversión del 100 % de energía térmica en potencia. Un proceso de turbina real se encontraría entre 0 y 100 % de eficiencia, la eficiencia real de la turbina y el Steam Rate Actual son respectivamente:

$$E_a = \frac{h_i - h_a}{h_i - h_e} \quad (3.11)$$

$$SR_a = \frac{3412}{h_i - h_a} \quad (3.12)$$

Donde:

- SR_a es el Steam Rate Actual. [lb/kW.h]
- h_a es la entalpía de vapor en condiciones reales de escape. [Btu/lb]
- 3412 es un factor de conversión que relaciona unidades de energía térmica con unidades de energía eléctrica. [Btu/kW.h]

3.4.3. Turbinas sin condensación

La turbina de contrapresión, también conocida como turbina sin condensación, es la configuración de turbina más simple. Su característica principal es que el vapor se expulsa a una presión igual o superior a la atmosférica (ver Figura 3.13). Este diseño se emplea cuando un proceso industrial requiere vapor a alta presión. En esta configuración de cogeneración, la condensación del vapor no ocurre en el ciclo de potencia, sino “aguas abajo”, dentro del proceso que utiliza el calor. Aunque la eficiencia del ciclo de Carnot de la turbina de contrapresión es baja (debido a la pequeña diferencia de temperatura entre la entrada y el escape), la eficiencia energética total del sistema de cogeneración puede ser extremadamente alta. Esto se debe a que la mayor parte de la energía del vapor, incluido el calor latente de vaporización, se aprovecha en el proceso. En la práctica, estas turbinas pueden sustituir a las válvulas reductoras de presión. Ambas cumplen la función de regular la presión, pero la turbina lo hace generando simultáneamente un producto útil como lo es la potencia en el eje [21].

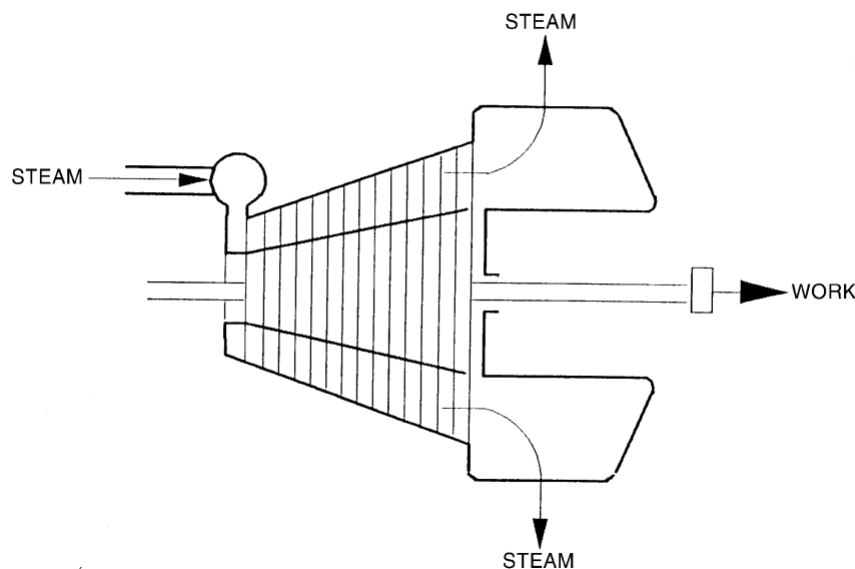


Figura 3.13: Turbina de Contrapresión.
[21]

En la cogeneración con turbinas de contrapresión, existe una limitación significativa, debido a que la generación de potencia es una función de la carga térmica del proceso. El proceso industrial actúa como el disipador de calor del ciclo, por lo que la cantidad de vapor que se expande en la turbina es dictada por la demanda de calor de la planta. Esto implica que la turbina de contrapresión ofrezca poca capacidad para modular su producción eléctrica en respuesta a las necesidades eléctricas. Esta dependencia directa puede generar penalizaciones económicas por parte de la red eléctrica (cargos de reserva o servicios auxiliares), ya que la producción eléctrica puede no coincidir con la demanda. Para evitar estos costos, es necesario introducir modificaciones que incrementen la flexibilidad operativa del sistema [21].

Las Figuras 3.14, 3.15 y 3.16 ilustran varias formas de lograr cierta flexibilidad en el rendimiento cuando las cargas eléctricas y térmicas no se ajustan a la capacidad de la turbina de contrapresión.

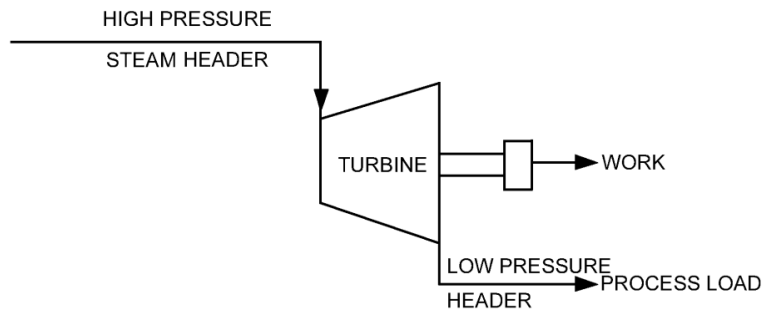


Figura 3.14: Arreglo básico de la turbina.
[21]

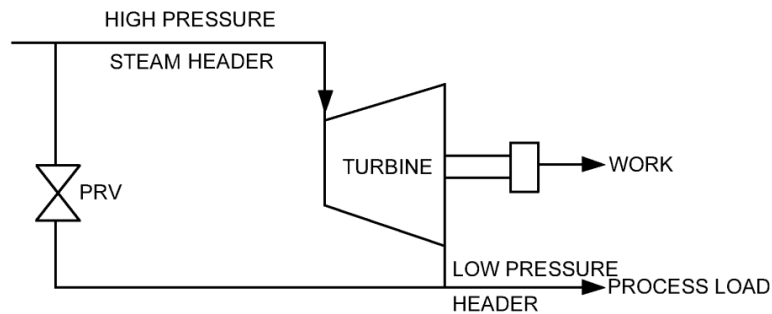


Figura 3.15: Adición de una válvula reductora de presión.
[21]

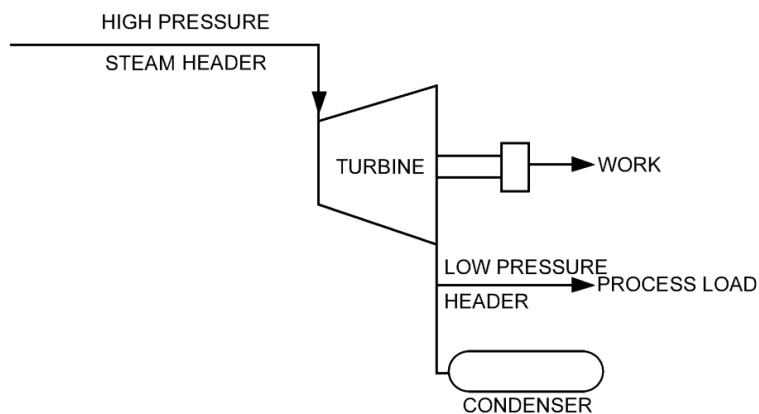


Figura 3.16: Adición de un condensador.
[21]

El arreglo estándar de una turbina sin condensación (Figura 3.14) puede complementarse para añadir flexibilidad operativa. Si la demanda de vapor del proceso supera el flujo de la turbina,

se puede instalar una válvula reductora de presión (PRV) para derivar vapor de alta presión directamente al proceso (Figura 3.15). Inversamente, si se necesita generar electricidad cuando no hay demanda de proceso, se puede usar un condensador de carga para disipar el vapor de escape (Figura 3.16).

Sin embargo, operar el sistema con cualquiera de estas dos técnicas es muy ineficiente. Para evitar pérdidas energéticas, el uso de la PRV o del condensador de carga debe reducirse al mínimo. Esto requiere un análisis riguroso de la coincidencia y variabilidad temporal de las demandas de electricidad y vapor de proceso.

El cálculo del calor recuperado en el proceso desde la turbina sin condensación se realiza a partir de las tablas de vapor, para lo cual se requiere conocer el flujo másico, las condiciones de entrada del vapor, la presión de salida y la eficiencia isentrópica del equipo [21].

3.4.4. Turbinas de extracción

La turbina de extracción automática, cuya configuración interna se ilustra en la Figura 3.17, permite la extracción de vapor en uno o varios puntos a lo largo de su expansión. Este diseño se considera conceptualmente un híbrido entre una turbina de condensación y una de contrapresión. La principal ventaja de este tipo de turbina es su alta flexibilidad para adaptar el ciclo de co-generación a las demandas térmicas del sitio. Permite extraer la cantidad precisa de vapor a la presión y temperatura exactas que requiere el proceso industrial. Además, el vapor extraído puede reutilizarse dentro del mismo ciclo de potencia para fines regenerativos, como el calentamiento del agua de alimentación [21].

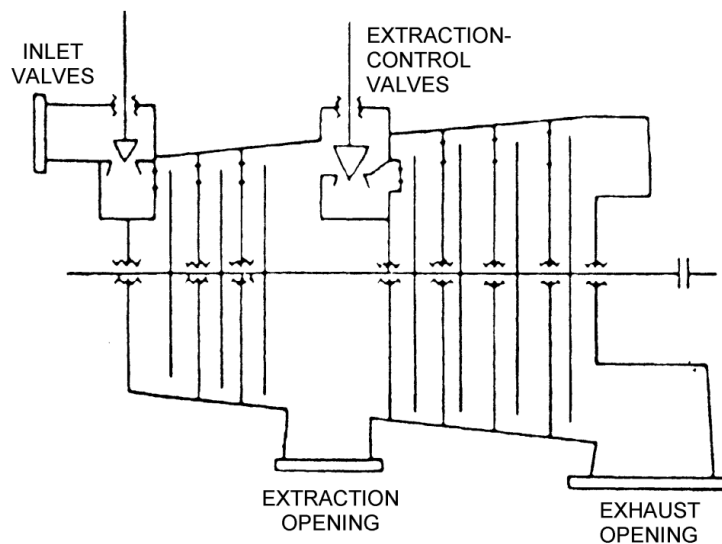


Figura 3.17: Turbina de extracción automática de condensación.
[21]

El control se logra mediante un diafragma que separa la sección de alta presión (HP) de la de baja presión (LP). Todo el vapor se expande inicialmente a través de la sección de HP. Un regulador, sensible a la presión en la línea de vapor del proceso, gestiona cuánto vapor fluye hacia la sección

de LP. Si la presión del proceso cae, el regulador se cierra, desviando más vapor hacia la extracción. Si la presión del proceso aumenta, el regulador se abre, permitiendo que más vapor se expanda a través de la sección de LP para generar potencia adicional. Dependiendo de los requisitos del ciclo, el escape final de la turbina puede ser de condensación o de contrapresión [21].

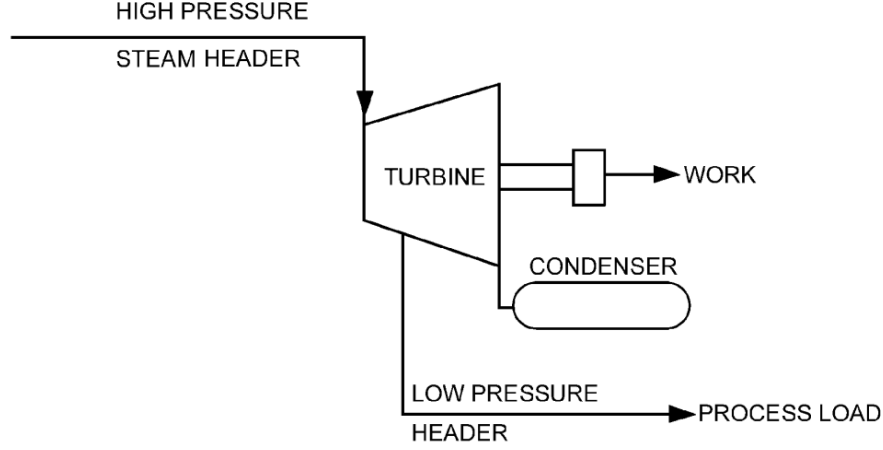


Figura 3.18: Turbina de extracción automática sistema de cogeneración. [21]

Una turbina de extracción automática (Figura 3.18) está diseñada de forma exclusiva para satisfacer la capacidad específica de potencia y calor de un emplazamiento determinado; por lo tanto, no se aplica ninguna relación simple de forma general.

Para determinar la potencia producida por este tipo de turbinas con varias extracciones de vapor:

$$\dot{W} = \sum_{i=1}^n \frac{\dot{m}_i}{SR_i} \quad (3.13)$$

Donde n es el número de extracciones de la turbina, $\dot{m}_i$ es el flujo másico de vapor que pasa por cada extracción y SR_i es el Steam Rate actual de cada extracción.

De igual manera desarrollando el cálculo de potencia de la turbina con varias extracciones por 1ra ley de la termodinámica, y expresando en términos de las entalpías, queda así:

$$\dot{W} = \sum_{e=1}^k \dot{m}_e h_e - \sum_{s=1}^p \dot{m}_s h_s \quad (3.14)$$

Donde k es el número de entradas a la turbina; Generalmente se trabaja con solo una, $\dot{m}_e$ es el flujo másico de vapor que pasa por la entrada, h_e es la entalpía del vapor en la entrada. p es el número de extracciones de la turbina, $\dot{m}_s$ es el flujo másico de vapor que pasa por cada extracción y h_s es la entalpía del vapor de cada extracción.

3.5. Funcionamiento de Calderas a Bagazo

La industria azucarera presenta una doble demanda de vapor: se utiliza tanto para la generación de energía eléctrica como para alimentar las diversas operaciones unitarias del proceso de fabricación. En el sistema de cogeneración, las calderas queman bagazo para producir vapor, cuya energía térmica es convertida en energía eléctrica por un turbogenerador. Esta electricidad acciona la maquinaria productiva y auxiliar de la planta. Paralelamente, el vapor de escape o de extracción, proveniente del turbogenerador y de las turbinas de mando, suministra la energía térmica necesaria para las operaciones de fabricación de azúcar, tales como calentamiento, evaporación, cocimiento y secado. Si el ingenio cuenta con una destilería anexa, se debe proveer energía adicional para los equipos y vapor para los procesos de calentamiento, destilación, rectificación y deshidratación del etanol. Estas destilerías también pueden requerir vapor para la concentración de vinazas en evaporadores de múltiple efecto.

Termodinámicamente, las fábricas de caña tradicionales operan bajo un ciclo Rankine con vapor sobrecalentado, empleando turbinas de contrapresión. En este arreglo, el vapor de escape de la turbina se utiliza íntegramente para el proceso térmico, lo que significa que los equipos consumidores de calor actúan como condensadores a presión. Es importante notar que el consumo de potencia y de energía térmica, así como la relación entre ambas demandas, depende de numerosas variables. Estas proporciones pueden variar dentro de ciertos rangos, un factor que debe ser considerado al realizar procesos de benchmarking energético entre diferentes fábricas [18].

En la industria azucarera el vapor es producido por medio de calderas acuotubulares de circulación natural, en las cuales los gases de combustión circulan por el exterior de los tubos mientras que la mezcla agua-vapor fluye por el interior de los mismos, transfiriéndose calor entre ambos fluidos a través de las paredes tubulares.

Para una correcta y clara especificación de las calderas, es necesario precisar y definir la terminología relativa a estos equipos, ya que a veces resulta confusa en la literatura técnica. Una parte de la información es provista por los estándares y códigos más difundidos internacionalmente relativos al diseño mecánico, construcción, inspección y ensayos de calderas y otra parte vendrá del diseño térmico [18]. Estos son:

1. ASME Boiler and Pressure Vessels Code: Secciones I, II, V, VIII, IX y el código de performance PTC 4-2013
2. Estándares Europeos EN 12952-1/16: Water-tube boilers and auxiliary installations
3. Indian Boiler Regulations (IBR) 1950, 11th edition - 2010

3.5.1. Clasificación de las calderas

Existen muchos criterios para clasificar estas calderas, pero en función del desarrollo que estos equipos tuvieron en los últimos años, impulsados por los nuevos negocios que presenta la cogeneración y el aprovechamiento de la biomasa, se puede intentar una clasificación en función del tipo de diseño y condiciones operativas hoy imperantes en la industria azucarera [18]. Estos criterios de clasificación son:

1. Basada en la tecnología de combustión

- Calderas convencionales con combustion suspendida o semi suspendida sobre grillas horizontales o inclinadas, fijas o móviles
- Calderas de lecho fluidizado tipo BFBC o CFBC

2. Basada en la producción de vapor

- Baja capacidad: $G_v \leq 100$ ton/h
- Media capacidad: $250 \geq G_v \geq 150$ ton/h
- Alta capacidad: $400 \geq G_v \geq 250$ ton/h

3. Basada en la presión de trabajo

- Baja presión: $p_t < 25$ bar
- Media presión: $70 \geq p_t \geq 30$
- Alta presión: $150 \geq p_t \geq 80$

4. Basada en la forma de soporte

- Colgante
- Soportada en la base (bottom supported)

5. Basada en la separación agua-vapor

- Un sólo domo – (monodrum)
- Dos domos (double drum o bi-drum)

La mayoría de los generadores de vapor instalados en la industria azucarera corresponden a los diseños mostrados en la Figura 3.19, vigentes entre los años 50-80, cuyas presiones de trabajo / temperatura de vapor y capacidad están entre los rangos de 12-25 [bar], 250-350[°C] y entre 30-100 [ton/h] respectivamente y que podían tener dos o tres domos superiores.

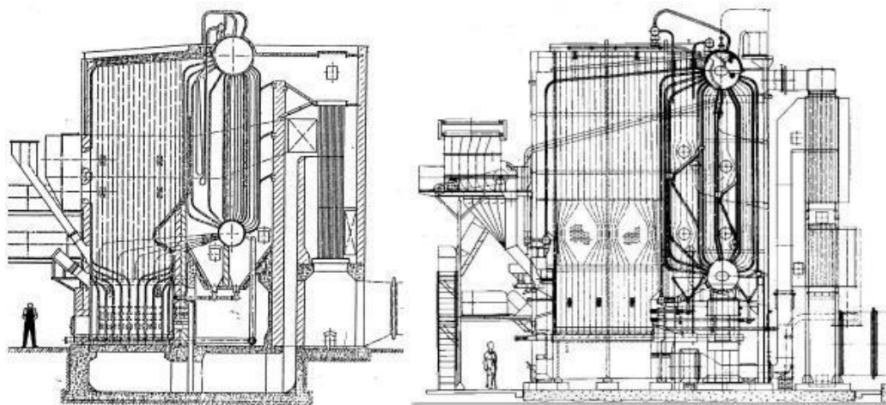


Figura 3.19: Calderas de combustión en pila y semisuspendida (Mellor Goodwin – Dedini).

[18]

3.6. Cálculos de Combustión en Calderas Acuotubulares

Un generador de vapor (caldera) requiere una fuente de calor con la temperatura adecuada para producir vapor. Generalmente, este calor se obtiene al quemar combustibles fósiles directamente en el horno, aunque también se puede aprovechar la energía residual de otros procesos industriales.

La combustión se define como la rápida combinación química del oxígeno con los elementos combustibles. En la mayoría de los combustibles fósiles, los tres elementos principales de interés son el carbono, el hidrógeno y el azufre. Si bien el azufre es una fuente de calor de menor importancia, puede contribuir significativamente a problemas de corrosión y contaminación.

El objetivo de una buena combustión es liberar toda la energía del combustible, minimizando al mismo tiempo las pérdidas por imperfecciones del proceso o por un exceso de aire. Los requisitos del sistema también incluyen la minimización de contaminantes como los óxidos de nitrógeno (NO_x), el monóxido de carbono (CO) y los compuestos orgánicos volátiles (VOC). Para combustibles más difíciles de quemar, es crucial minimizar el carbono no quemado (UBC) y la corrosión del horno [15]. Para que los elementos y compuestos del combustible se combinen completamente con el oxígeno, se requiere una combinación de tres factores fundamentales, conocidos como las “Tres T” de la combustión:

- Temperatura: Debe ser lo suficientemente alta como para iniciar la ignición de los componentes.
- Turbulencia: Es necesaria una mezcla intensa para proporcionar un contacto íntimo entre el oxígeno y el combustible.
- Tiempo: Se debe disponer del tiempo de residencia suficiente para que la reacción química se complete.

3.6.1. Cálculos de Combustión - Hojas de Cálculo

Los pasos detallados para la solución de los problemas de combustión se ilustran mejor con ejemplos, como es el caso de la Tabla 3.3. En esta sección se presenta un formulario de cálculo que es un método conveniente para organizar los cálculos de combustión en una secuencia lógica. Las entradas requeridas para completar dicho formulario se encuentran en la parte superior, denominadas como condiciones iniciales o inputs. Se utiliza un análisis de combustible elemental en base a la masa. Los cálculos requeridos se muestran como una combinación de números de elemento (encerrados entre corchetes) y constantes [15].

3.6.2. Método Btu

Es un método de cálculo de eficiencia de calderas acuotubulares, y corresponde a un método indirecto, debido a la estimación de pérdidas presentes en el equipo. El nombre “Btu” se utiliza porque el método consiste en un balance energético donde todas las corrientes de energía (entradas y salidas) se cuantifican en unidades térmicas, siendo la Btu la unidad principal en el sistema imperial. El método también se fundamenta directamente en la primera ley de la termodinámica: el principio de la conservación de la energía aplicado a un volumen de control (la caldera). Consiste en cuantificar y comparar la energía total que entra al sistema con la energía útil que sale del mismo. La eficiencia (η) es simplemente la relación entre la energía útil que la caldera logra transferir al fluido de trabajo y la energía total que se introdujo en forma de combustible [15].

3.6.2.1. Cálculo de la eficiencia - Método directo

La ecuación general para la eficiencia de la caldera ($\eta_{caldera}$) por el método directo es:

$$\eta_{caldera} = \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in}} = \left(\frac{\text{Energía de Salida (Útil)}}{\text{Energía de Entrada (Combustible)}} \right) * 100 \% \quad (3.15)$$

Para la aplicación de esta ecuación, se deben calcular rigurosamente los dos componentes:

$$\eta_{caldera} = \left(\frac{\dot{m}_{vapor}(h_{vapor} - h_{agua})}{\dot{m}_{bagazo}PCS} \right) \quad (3.16)$$

La **Energía de entrada** es la energía química total liberada por la combustión completa del combustible. Se calcula multiplicando el flujo másico del combustible consumido por su Poder Calorífico Superior (PCS), también conocido como Higher Heating Value (HHV). El uso del PCS es crucial porque representa la energía total contenida en el combustible. La **Energía de salida** es la energía térmica neta absorbida por el fluido de trabajo (agua) para convertirse en vapor. Esta se calcula como la diferencia de entalpía entre el vapor que sale de la caldera y el agua de alimentación que entra, multiplicada por el flujo másico de vapor generado.

El método directo es conceptualmente simple, pero su precisión en la práctica depende enteramente de la exactitud de la instrumentación. Presenta una ventaja y es que es una medición directa del rendimiento. Mide lo que se produce (energía en el vapor) contra lo que se gasta (energía en el combustible). Y su desventaja es que es muy sensible a los errores de medición. Pequeñas inexactitudes en los medidores de flujo de combustible, agua de alimentación o vapor, o en la determinación del poder calorífico del combustible (especialmente en combustibles sólidos como el carbón o la biomasa), pueden llevar a resultados de eficiencia desviados.

Este método tiene la limitación de que no informa por qué una caldera es ineficiente. Solo indica la eficiencia global, pero no desglosa dónde se están produciendo las pérdidas, como por ejemplo, calor en los gases de chimenea, pérdidas por radiación, pérdidas por humedad en el combustible, entre otros. Debido a esto, en la práctica industrial, a menudo se prefiere el Método Indirecto (o de pérdidas). Este último calcula la eficiencia restando todas las pérdidas térmicas cuantificables (gases de escape, radiación, etc.) del 100 %. Sin embargo, el método directo sigue siendo la definición fundamental de la eficiencia de la caldera [15].

Tabla 3.3:
Cálculos de combustión (Eficiencia por PTC 4.1) - Método Btu. [15]

INPUT CONDITIONS – BY TEST OR SPECIFICATION				FUEL – <i>Bituminous coal, Virginia: no sorbent</i>						
1	Excess air: at burners; leaving boiler/econ/entering AH, % by wt.		20/20	15	Ultimate Analysis		16	Theo Air, lb/100 lb fuel	17	H ₂ O, lb/100 lb fuel
2	Entering air temperature, F		80		Constituent	% by weight	K1	[15] x K1	K2	[15] x K2
3	Reference temperature, F (tRA = 77 for PTC 4)		80	A	C	80.31	11.51	924.4		
4	Fuel temperature, F		80	B	S	1.54	4.31	6.6		
5	Air temperature leaving air heater, F		350	C	H ₂	4.47	34.29	153.3	8.94	39.96
6	Flue gas temperature leaving (excluding leakage), F		390	D	H ₂ O	2.90			1.00	2.90
7	Moisture in air, lb/lb dry air		0.013	E	N ₂	1.38				
8	Additional moisture, lb/100 lb fuel		0	F	O ₂	2.85	-4.32	-12.3		
9	Residue leaving boiler/econ/entering AH, % Total		85	G	Ash	6.55				
10	Output, 1,000,000 Btu/h		285.5	H	Total	100.00	Air	1072.0	H ₂ O	42.86
Corrections for sorbent (if used)										
11	Sulfur capture, lbm/lbm sulfur	Table 16, Item [24]	0	18	Higher heating value (HHV), Btu/lb					14,100
12	CO ₂ from sorbent, lb/10,000 Btu	Table 14, Item [19]	0	19	Unburned carbon loss, % fuel input					0.40
13	H ₂ O from sorbent, lb/10,000 Btu	Table 14, Item [20]	0	20	Theoretical air, lb/10,000 Btu			[16H] x 100 / [18]	7.603	
14	Spent sorbent, lb/10,000 Btu	Table 14, Item [24]	0	21	Unburned carbon, % of fuel			[19] x [18] / 14,500	0.39	
COMBUSTION GAS CALCULATIONS, Quantity per 10,000 Btu Fuel Input										
22	Theoretical air (corrected), lb/10,000 Btu		[20] – [21] x 1151 / [18] + [11] x [15B] x 216 / [18]						7.571	
23	Residue from fuel, lb/10,000 Btu		([15G] + [21]) x 100 / [18]						0.049	
24	Total residue, lb/10,000 Btu		[23] + [14]						0.049	
			A	At Burners	B	Infiltration	C	Leaving Furnace	D	Leaving Blr/Econ/Entering AH
25	Excess air, % weight			20.0		0.0		20.0		20.0
26	Dry air, lb/10,000 Btu		(1 + [25] / 100) x [22]					9.085		9.085
27	H ₂ O from air, lb/10,000 Btu		[26] x [7]				0.118	0.118	0.118	0.118
28	Additional moisture, lb/10,000 Btu		[8] x 100 / [18]				0.000	0.000	0.000	0.000
29	H ₂ O from fuel, lb/10,000 Btu		[17H] x 100 / [18]				0.304		0.304	
30	Wet gas from fuel, lb/10,000 Btu		(100 – [15G] – [21] – [11] x [15B]) x 100 / [18]					0.660		0.660
31	CO ₂ from sorbent, lb/10,000 Btu		[12]					0.000		0.000
32	H ₂ O from sorbent, lb/10,000 Btu		[13]				0.000	0.000	0.000	0.000
33	Total wet gas, lb/10,000 Btu		Summation [26] through [32]					9.863		9.863
34	Water in wet gas, lb/10,000 Btu		Summation [27] + [28] + [29] + [32]				0.422	0.422	0.422	0.422
35	Dry gas, lb/10,000 Btu		[33] – [34]					9.441		9.441
36	H ₂ O in gas, % by weight		100 x [34] / [33]					4.28		4.28
37	Residue, % by weight (zero if < 0.15 lbm/10KB)		[9] x [24] / [33]					0.00		0.00
EFFICIENCY CALCULATIONS, % Input from Fuel										
Losses										
38	Dry gas, %		[35D] x (HFg[6] – HFg[3]) / 100					9.441 x (75.3 – 0.7) / 100		7.04
39	Water from fuel, as fired %	Enthalpy of steam at 1 psia, T = [6]	H ₁ = (3.958E – 5 x T + 0.4329) x T + 1062.2					1237.1		
40		Enthalpy of water at T = [3]	H ₂ = [3] – 32					48.0		
41			[29] x ([39] – [40]) / 100					0.304 x 1189.1 / 100		3.61
42	Moisture in air, %		[27D] x (HWv[6] – HWv[3]) / 100					0.118 x (142.0 – 1.3) / 100		0.17
43	Unburned carbon, %		[19] or [21] x 14,500 / [18]					0.39 x 14,500 / 14,100		0.40
44	Surface radiation and convection		See surface radiation and convection loss							0.40
45	Other, % (include manufacturers margin if applicable)									1.50
46	Sensible heat of residue, % (PTC 4)		[24] x (100 – [9]) x 516 + [9] x HRs[6] / 10,000				HRs[6] = 0 (or Table 14, Item [40])			0.00
47	Sorbent net losses, % if sorbent used		From Table 14, Items ([30] – [31] + [37])							0.00
48	Summation of losses, %		Summation [38] through [46]							13.12
Credits										
49	Entering dry air, %		[26D] x (HDA[2] – HDA[3]) / 100					9.085 x (0.7 – 0.7) / 100		0.00
50	Moisture in entering air, %		[27D] x (HWv[2] – HWv[3]) / 100					0.118 x (1.3 – 1.3) / 100		0.00
51	Sensible heat in fuel, %		100 x (HF[4] – HF[3]) / [18]					100 x (1.0 – 1.0) / 14,100		0.00
52	Other, %									0.00
53	Summation of credits, %		Summation [48] through [51]							0.00
54	Efficiency, %		100 – [48] + [53]							86.88
KEY PERFORMANCE PARAMETERS								Leaving Furnace	Leaving Blr/Econ/Entering AH	
55	Input from fuel, 1,000,000 Btu/h		100 x [10] / [54]							328.6
56	Fuel rate, 1000 lb/h		1000 x [55] / [18]							23.3
57	Wet gas weight, 1000 lb/h		[55] x [33] / 10					324.1		324.1
58	Air to burners (wet), lb/10,000 Btu		(1 + [7]) x (1 + [25A] / 100) x [22]					9.203		
59	Air to burners (wet), 1000 lb/h		[55] x [58] / 10					302.4		
60	Heat available, 1,000,000 Btu/h		[55] x ([18] – 10.30 x [17H]) / [18] – 0.005							
	Ha = 66.0 Btu/lb		x ([44] + [45]) + Ha[5] x [58] / 10,000					335.2		
61	Heat available/lb wet gas, Btu/lb		1000 x [60] / [57]					1034.2		
62	Adiabatic flame temperature, F		From Fig. 3 at H = [61], % H ₂ O = [36C]					3560		

3.7. Poder Calorífico Superior (PCS)

También conocido como, Gross Calorific Value (GCV) o Higher Heating Value (HHV). El poder calorífico superior (PCS) representa la energía total máxima liberada por la combustión de una unidad de masa de combustible. En esta medición, se asume que todos los productos de la combustión se enfrían hasta la temperatura inicial (generalmente temperatura ambiente). Este enfriamiento provoca que todo el vapor de agua contenido en los gases de escape se condense, pasando a estado líquido. Al condensarse, este vapor libera su calor latente de vaporización, el cual se suma al calor de la reacción [18].

3.7.1. Poder Calorífico del Bagazo de Caña como Biocombustible

En la industria azucarera, el bagazo es un residuo del proceso de molienda de la caña que se utiliza comúnmente como biocombustible para la generación de energía en las calderas de los ingenios. La eficiencia de este proceso depende directamente del Poder Calorífico Superior (PCS) o GCV (Gross Calorific Value) del bagazo.

Un estudio realizado por Carvajal, et al. en Cenicaña (Colombia) [19] se enfocó en determinar los factores que más afectan el poder calorífico del bagazo, especialmente al mezclarlo con residuos de cosecha, conocidos como “trash”. La investigación surge de la necesidad de gestionar estos residuos de manera más eficiente, ante la prohibición de la quema de cultivos. Los análisis demostraron que la humedad, el contenido de cenizas y, en menor medida, la sacarosa residual son las variables que más impactan el PCS del bagazo. Específicamente, se encontró que un aumento tanto en la humedad como en el porcentaje de cenizas reduce significativamente el valor energético del combustible. El estudio concluye en que la adición de residuos de cosecha (trash) disminuye el poder calorífico en mayor medida que la propia humedad del bagazo.

A partir de un análisis de regresión múltiple con un alto coeficiente de determinación ($R^2 = 0,93$), se desarrolla una ecuación específica para estimar el poder calorífico del bagazo en Colombia, mostrando una mayor precisión que otros modelos como el de BSES [19]. La ecuación es la siguiente:

$$GCV_{Bagazo}(kJ/kg) = 21200 - (237 * M) - (222 * A) - (50,9 * S) \quad (3.17)$$

Donde:

- GCV es el Poder Calorífico Superior. [kJ/kg]
- M es el porcentaje de humedad del bagazo.
- A es el porcentaje de cenizas en base húmeda.
- S es el porcentaje de sacarosa (Pol) en el bagazo.

Esta fórmula permite una estimación precisa del potencial energético del bagazo, con desviaciones que oscilan entre -3.8 % y 4.2 % en comparación con los valores experimentales obtenidos mediante una bomba calorimétrica, lo cual es fundamental para optimizar el rendimiento de las calderas y la eficiencia energética en la industria azucarera [19].

Capítulo 4. Modelo Actual

Para realizar el esquema actual del ciclo, se requiere conocer el rendimiento térmico de las calderas. Para poder evaluar esta eficiencia se utilizan dos métodos principales reconocidos por los códigos de prueba de rendimiento, recomendados por la ASME (American Society of Mechanical Engineers). El primero es el método directo, también conocido como método de entrada y salida (Input-Output Method). El segundo es el método indirecto, o método de pérdidas de calor (Heat Loss Method).

Para poder determinar la eficiencia por el método directo con la ecuación 3.16, es necesario conocer el consumo del biocombustible en los quemadores de las calderas; pero debido a la falta de esta información se opta por realizar el cálculo de la eficiencia de las calderas por el método indirecto, donde se determinan las pérdidas de la caldera. Por esta razón se crean las hojas de cálculo del Método Btu presentado en la Tabla 3.3, y se determina la eficiencia. Una vez se conoce la eficiencia de la caldera, se puede determinar el consumo del bagazo en los quemadores y así poder añadir este dato a los balances térmicos de operación.

4.1. Condiciones Iniciales de la Planta

El sistema de cogeneración de la fábrica del Ingenio azucarero Riopaila Castilla S.A tiene una capacidad de molienda en promedio de 7200 TCD (Toneladas de caña por día) el equivalente a 300 TCH (Toneladas de caña por hora). Además tiene una capacidad de hasta 15 MW de producción de energía e incluye tres bombas conectadas directamente al ciclo de cogeneración, dos calderas, una turbina de contrapresión, más varios intercambiadores y bombas en diferentes subprocesos en la producción de azúcar. Ambas calderas son alimentadas con 100 % bagazo para generar vapor sobrecalentado. El vapor producido por la caldera Distral es dirigido al proceso de molienda con aproximadamente 41 Ton/h de flujo a 360 Psig y 280°C, posteriormente se dirige a un cabezal de vapor escape con destino a los procesos de fábrica a 25 Psig y 170°C. El vapor de la caldera DZ sale a un cabezal de alta presión con aproximadamente 99 Ton/h de flujo a 420 Psig y 415°C, luego se distribuye a una turbina de contrapresión a 360 Psig y 410°C, después de su paso por la turbina el vapor es dirigido al cabezal de vapor escape a 23 Psig y 180°C. El sistema cuenta con un atemperador en el cabezal de vapor escape, previo a la entrada del vapor a los procesos de fábrica. Después del paso del vapor por los procesos de fábrica, este vapor ahora condensado es bombeado a cada uno de los desaireadores de las calderas, donde finalmente todas las corrientes se unen, y desde los cuales el agua se bombea de vuelta a las calderas para cerrar el ciclo.

Las presiones y temperaturas del sistema se registraron a partir de mediciones tomadas de los equipos de instrumentación industrial y que son procesados por los PLC's (Programmable Logic Controller o Controlador Lógico Programable) y se registran en el HMI (Human Machine Interface

o Interfaz Hombre-Máquina) de la fábrica. Las mediciones se realizaron en condiciones normales de operación en diferentes puntos, considerando el promedio de los datos históricos de la planta.

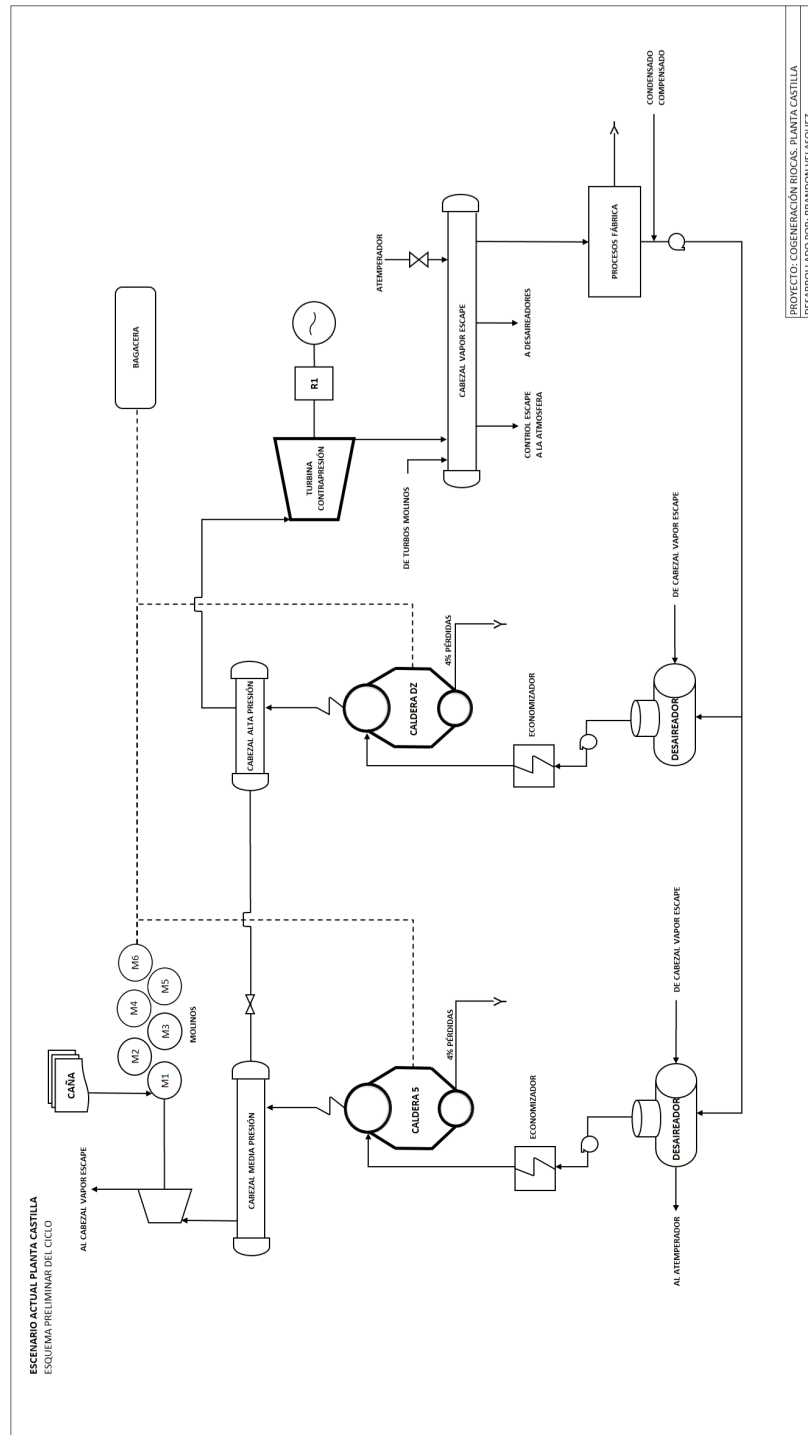


Figura 4.20: Esquema preliminar - Escenario actual planta castilla.

La Figura 4.20 presenta el esquema preliminar del ciclo rankine de cogeneración de la planta, muestra los principales equipos y sus conexiones de entrada y salida del fluido de trabajo del ciclo.

4.2. Propiedades Termodinámicas

Para la determinación de las propiedades termodinámicas del agua y el vapor de agua en los diferentes estados requeridos por los esquemas analizados, se utilizó el software de hoja de cálculo Microsoft Excel. A esta herramienta se le integró un complemento (Add-in) de biblioteca de tablas termodinámicas, el cual basa sus cálculos en la formulación IAPWS-IF97 (International Association for the Properties of Water and Steam). El uso de esta formulación asegura la precisión y la adherencia a los estándares industriales internacionalmente aceptados para los cálculos de propiedades del agua y vapor.

4.3. Caldera DZ

Para realizar un análisis detallado de una planta, todos los datos de entrada y salida de los sistemas internos de la caldera deben estar disponibles. Sin embargo, dicho análisis está por fuera de los alcances del presente trabajo. Por lo tanto, la caldera se toma como una caja negra donde solo se consideran las entradas y salidas, sin estudiar los componentes internos. La caldera funciona con un 40 % de exceso de aire, y se asume una combustión completa. También se considera que la temperatura de entrada del bagazo es igual a la temperatura ambiente.

Tabla 4.4:
Condiciones iniciales - por especificación.

CONDICIONES INICIALES - POR ESPECIFICACIÓN			
1	Exceso de Aire	%	40
2	Temperatura Entrada Aire	°C	50
3	Temperatura Ambiente	°C	30
4	Temperatura Combustible	°C	30
5	Temperatura Aire Salida Calentador	°C	200
6	Temperatura Gases Salida	°C	150
7	Humedad del Aire	lb/lb	0,021
	Generación de Vapor	lb/h	218364
	Presión Vapor Vivo	psig	420,00
	Temperatura Vapor Vivo	°C	415
	Entalpía Vapor Vivo	Btu/lb	1404,0
	Temperatura Agua Alimentación	°C	125,0
	Entalpía Agua Alimentación	Btu/lb	225,7
10	Energía Saliente	Mbtu/h	257,29

Como se menciona anteriormente se deben definir los datos de entrada de las condiciones iniciales de la caldera DZ para realizar el método Btu. En la Tabla 4.4 se definen los puntos del 1 al 7, con datos establecidos en los manuales de operación de las calderas y que cumplen con parámetros promedio en el funcionamiento normal de los equipos. (1.Exceso de Aire) 40 %, (2.Temperatura Entrada Aire) 50°C, (3.Temperatura Ambiente) 30°C, (4.Temperatura Combustible) 30°C, (5.Temperatura Aire Salida Calentador) 200°C, (6.Temperatura Gases Salida) 150°C, (7.Humedad del Aire) 0,021 lb/lb.

El punto (10.Energía Saliente) es la misma variable “Energía de Salida (Útil)” que se presenta en la ecuación 3.15 y se desglosa en la ecuación 3.16.

$$\text{Energía de Salida (Útil)} = \dot{m}_{\text{vapor}}(h_{\text{vapor}} - h_{\text{agua}}) \quad (4.18)$$

Los datos para su cálculo están presentes en las filas sin numeración de la Tabla 4.4. Para $\dot{m}_{\text{vapor}}$ se utiliza la Generación de Vapor, para h_{vapor} se usa la Entalpía Vapor Vivo y para h_{agua} es usada la Entalpía Agua Alimentación.

Tabla 4.5:
Caracterización de biocombustibles. [24]

Caracterización de biocombustibles



Análisis Próximo y elemental (base seca)											
		RAC 1	RAC 2	RAC 3	RAC 4	RAC 5	Bagazo 1	Bagazo 2	Bagazo 3	Bagacillo	Cascarilla de Café
Análisis elemental	Cenizas	25.03	19.98	21.2	7.65	10.15	10.62	7.83	6.65	6.26	2.52
	Carbono (C)	40.01	40.04	30.59	46.12	45.58	39.95	47.16	47.48	47.95	51.08
	Hidrógeno (H)	5.08	5.03	5.26	6.13	5.97	7.6	6.09	6.07	6.10	6.5
	Oxígeno (O2)	29.26	34.32	41.94	39.01	37.07	40.05	38.29	38.92	39.00	38.3
	Nitrógeno (N)	0.53	0.47	0.85	0.97	1.14	1.7	0.59	0.85	0.69	1.45
	Azufre (S)	0.18	0.16	0.16	0.12	0.09	0.08	0.04	0.03	0.03	0.07
Análisis Próximo	Volátiles	67.29	71.11	67.33	80.2	79.23	75.39	85.27	84.82	85.90	82.80
	Carbono fijo	7.68	8.92	11.47	11.53	10.62	13.99	6.9	6.65	7.90	14.7
	PCS (BTU/lb)	6,754	6711	6036	6589	6485	7372	6966	6993	7820	7693
Humedad	Humedad típica	RAC Mecanizado en campo (48-52%) 15 días post cosecha (15-20%)					Promedio industria: 48.3%			49%	10%

Elaborado: Andrés Felipe Ospina
Fecha: 9 enero 2024



Para continuar con el desarrollo del método Btu, se debe conocer el Poder calorífico superior del bagazo que es quemado como biocombustible en las calderas, la Tabla 4.5 presenta un análisis próximo y elemental en base seca de cuatro biocombustibles. Esta caracterización sirve como referencia del poder calorífico superior de los biocombustibles que pueden ser usados.

Tabla 4.6:
Composiciones químicas biocombustibles.

TABLA COMPOSICIONES QUÍMICAS BIOCOMBUSTIBLES				
	BAGACILLO		RAC	
	Base Seca	Base húmeda	Base Seca	Base húmeda
Carbono (C)	47,95	24,4545	40,468	20,234
Azufre (S)	0,03	0,0153	0,142	0,071
Hidrogeno (H2)	6,1	3,111	5,494	2,747
Agua (H2O)	-	49	-	50
Nitrogeno (N2)	0,69	0,3519	0,792	0,396
Oxigeno (O2)	39	19,89	36,32	18,16
Ash	6,26	3,1926	16,802	8,401
Total	100	100	100	100

La composición química del Bagacillo y el RAC (Residuo agrícola de cosecha) se presentan en la Tabla 4.6. Los porcentajes de las composiciones elementales son reportados como el promedio de los datos presentes en la Tabla 4.5.

Debido a que se utilizan los datos de las composiciones químicas en base húmeda, se realiza la conversión de base seca a base húmeda con la siguiente ecuación despejada de una regla de tres simple:

$$BH = \frac{(100 - PH) * BS}{100} \quad (4.19)$$

Donde, BH es el porcentaje del elemento en base húmeda, PH es el porcentaje de humedad del combustible y BS es el porcentaje del elemento en base seca.

Tabla 4.7:
PCS Biocombustibles.

TABLA PCS [Btu/Lb] BIOCOMBUSTIBLES						
BAGAZO		BAGACILLO		RAC		BIOGAS
Base Seca	Base húmeda	Base Seca	Base húmeda	Base Seca	Base húmeda	Gas
6961,66	3620,07	7820,00	3988,20	6515,00	3257,50	9621,68

La Tabla 4.7 presenta el Poder Calorífico Superior de los biocombustibles que podrían ser usados en la caldera. El PCS del Bagacillo y el RAC están dados por la Tabla 4.5 y se reporta el promedio de los datos. El PCS del Biogas (Gas Metano CH_4) es reportado por los datos de caracterización de combustibles gaseosos en [25]. Ahora, el PCS del Bagazo es dado por la ecuación 3.17, y las variables usadas son: 48 % H_2O , 6 % *Cenizas* y 1,5 % *Pol*; este PCS se encuentra en base húmeda, y es el único biocombustible que es usado para el desarrollo del método Btu, los demás biocombustibles junto con sus datos se utilizan como referencia.

Para el Bagazo se establece una composición química en base húmeda de 21 % *C*, 0,05 % *S*, 2,9 % *H*₂, 48 % *H*₂*O*, 0,5 % *N*₂, 21,55 % *O*₂ y 6 % *Cenizas*. Estos datos fueron proporcionados por el laboratorio de fábrica y fueron tomados bajo condiciones de funcionamiento normal de la fábrica.

Tabla 4.8:
Tipo de Combustible.

TIPO DE COMBUSTIBLE										
	15	BAGAZO	BAGACILLO	BIOGAS	RAC		16	Aire Teórico	17	Agua (H ₂ O)
	Comp Química Bhum	100,00%	0%	0%	0%	Total a Quemar - %	lb/100 lb fuel		lb/100 lb fuel	
A	Carbono (C) - %	21,0	24,45	-	20,23	21,0	11,51	241,71		
B	Azufre (S) - %	0,05	0,02	-	0,071	0,05	4,3	0,22		
C	Hidrógeno (H ₂) - %	2,9	3,11	-	2,747	2,9	34,29	99,44	8,9	25,9
D	Agua (H ₂ O) - %	48,0	49,00	-	50	48,0			1,0	48,0
E	Nitrógeno (N ₂) - %	0,5	0,35	-	0,396	0,5				
F	Oxígeno (O ₂) - %	21,55	19,89	-	18,16	21,55	-4,3	-93,10		
G	Ash - %	6,0	3,19	-	8,401	6,0				
	Dióx carb (CO ₂) - %	-	-	54,80	-	0,0				
	Áci sulfhídrico (H ₂ S) - %	-	-	0,20	-	0,0	6,09	-	0,53	-
	Metano (CH ₄) - %	-	-	45,00	-	0,0	17,24	-	2,25	-
H	Total - %	100	100	100	100	100	Aire	248,27	H ₂ O	73,9
18	Poder Calorífico Superior (HHV - PCS)			Btu/lb	3620,07					
19	Pérdida Carbono Inquemado			%	2,00					
20	Aire Teórico - lb/10.000 Btu				6,86					
21	Carbono Inquemado			%	0,50					

La Tabla 4.8 presenta un análisis detallado de la composición y las propiedades de combustión de varios combustibles, principalmente biomasa (Bagazo, Bagacillo) y otros (Biogás, RAC). La sección principal (filas A-G) detalla el análisis último (composición química) de los combustibles en base húmeda (Bhum). Esto incluye el porcentaje en masa de: Carbono (*C*), Azufre (*S*), Hidrógeno (*H*₂), Agua (*H*₂*O*) o humedad, Nitrógeno (*N*₂), Oxígeno (*O*₂) y Cenizas (*Ash*).

La columna “Total a Quemar - %” selecciona la composición del combustible específico que se utilizará para los cálculos de combustión. En este caso, será la misma del Bagazo.

También se muestran los resultados de cálculos estequiométricos y de rendimiento esenciales para la ingeniería de combustión:

Columna (16.Aire Teórico) calcula la cantidad de aire en lb necesaria para quemar estequiométricamente 100 lb de combustible. Desglosa el aire requerido para el Carbono, Azufre e Hidrógeno, y resta el oxígeno ya presente en el combustible (fila F), que actúa como un “crédito” de oxígeno.

Columna (17.Agua - *H*₂*O*) calcula el agua total (vapor) generada durante la combustión por cada 100 lb de combustible. Esta es la suma del agua formada por la combustión del Hidrógeno (fila C) y la humedad inicial del combustible (fila D).

Fila (18.Poder Calorífico Superior - HHV) indica el valor energético del combustible.

Filas (19.Pérdida Carbono Inquemado) y (21.Carbono Inquemado) son valores cruciales que determinan la eficiencia de la combustión, indicando el porcentaje de carbono que no se quema.

Fila (20.Aire Teórico) normaliza el aire teórico requerido, no por masa de combustible, sino por unidad de energía liberada.

Es importante mencionar que las ecuaciones estequiométricas, los balances de masa y las fórmulas

de termodinámica utilizadas para calcular los datos reportados en las columnas (16.Aire Teórico) y (17.Agua - H_2O), así como los valores en las filas (20.Aire Teórico) y (21.Carbono Inquemado), se encuentran detallados en la Tabla 3.3.

Tabla 4.9:
Cálculo de los gases de combustión.

CÁLCULO DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN				
22	Aire Teórico (corregido) - lb/10.000 Btu	6,70		
23	Residuos del Combustible - lb/10.000 Btu	0,180		
24	Residuos Totales Comb. - lb/10.000 Btu	0,180		
		Sal. Hogar		Sal. Calent.
25	Exceso de Aire - % en Peso	40,0		40,0
26	Aire Seco - lb/10.000 Btu		9,38	9,38
27	Agua (H_2O) del Aire - lb/10.000 Btu	0,20	0,20	0,20
29	Agua (H_2O) del Comb. - lb/10.000 Btu	2,04		2,04
30	Gases Húmedos Comb. - lb/10.000 Btu		2,58	2,58
33	Gases Húmedos Totales - lb/10.000 Btu		12,16	12,16
34	Agua en Gases Húmedos - lb/10.000 Btu	2,24	2,24	2,24
35	Gases Secos - lb/10.000 Btu		9,92	9,92
36	Agua (H_2O) en Gases - % en Peso		18,41	18,41
37	Residuos de Combustión - % en Peso		1,26	1,26

La continuación del análisis anterior se presenta en la Tabla 4.9. Su objetivo principal es determinar la cantidad real y la composición de los gases de chimenea (gases de combustión) que se producen en el hogar (horno) y a la salida del calentador. A diferencia de la Tabla 4.8 que se centra en el aire teórico, esta tabla introduce el parámetro operativo clave de “Exceso de Aire” (Fila 25), que es fundamental para los cálculos de combustión real y eficiencia térmica. La tabla cuantifica los flujos másicos (en lb) normalizados por la entrada de energía (por cada 10.000 Btu).

La fila (22.Aire Teórico (corregido)) presenta el aire estequiométrico necesario, ajustado por factores como el carbono inquemado y el aire teórico de la Tabla 4.8.

Las filas (23.Residuos del Combustible) y (24.Residuos Totales Comb) cuantifican la masa de sólidos no combustibles (cenizas) generados por unidad de energía.

La fila (25.Exceso de Aire) es un dato de entrada e indica que se está suministrando un 40 % más de aire del teóricamente necesario para asegurar una combustión completa.

En la fila (26.Aire Seco) se calcula la masa real de aire seco suministrado, utilizando el aire teórico (Fila 22) y el exceso (Fila 25).

Las filas (27.Agua (H_2O) del Aire) y (29.Agua (H_2O) del Combustible) desglosan el origen del vapor de agua total. La humedad que entra con el aire de combustión (Fila 27) y el agua proveniente del combustible (Fila 29), que incluye la humedad propia del combustible y el agua formada al quemar H_2 .

La fila (30.Gases Húmedos Comb.) representa la masa de los productos gaseosos de la combustión estequiométrica.

La fila (33.Gases Húmedos Totales) es el flujo másico total de gases de chimenea. Resulta de sumar los productos de la combustión (Fila 30), todo el aire seco suministrado (Fila 26) y el agua que

entró con ese aire (Fila 27).

La fila (34. Agua en Gases Húmedos) suma toda el agua en los gases de salida (Fila 27 + Fila 29).

La fila (35. Gases Secos) resta el vapor de agua total (Fila 34) del flujo de gases húmedos totales (Fila 33) para obtener la base seca.

En la fila (36. Agua (H_2O) en Gases - % en Peso) se calcula el porcentaje de humedad en masa de los gases de chimenea totales.

La fila (37. Residuos de Combustión - % en Peso) determina qué fracción de la masa total de salida (gases + residuos) corresponde a los residuos sólidos.

Las columnas “Sal. Hogar” y “Sal. Calent.” permiten analizar estos flujos en dos puntos distintos del sistema (por ejemplo, antes y después de un economizador o precalentador de aire).

Igual que en el caso anterior, es fundamental mencionar que las ecuaciones de balance de masa y energía, así como las fórmulas específicas de combustión usadas para calcular los datos en las filas (22), (23), (24), (25), (26), (27), (29), (30), (33), (34), (35), (36) y (37), se encuentran detalladas en la Tabla 3.3.

Tabla 4.10:
Cálculo de eficiencia.

CÁLCULO DE EFICIENCIA		
Pérdidas		
38	Por Gases Secos - %	5,14
39	Por Humedad en Combustible - %	Vapor 1196,55
40		H ₂ O 54,00
41		23,33
42	Por Humedad en Aire - %	0,19
43	Por Inquemados - %	2,00
44	Por Radiación y Convección - %	0,47
45	Por Indeterminadas - %	1,50
48	Total	32,64
Créditos		
49	Calor en Aire Seco - %	0,81
50	Calor en Aire Húmedo - %	0,03
53	Total - %	0,84
54	Eficiencia Caldera	68,21

La Tabla 4.10, presenta la culminación del análisis de combustión. Su objetivo es determinar la eficiencia térmica de la caldera utilizando el Método Indirecto (o de Pérdidas y Créditos), estándar en la ingeniería como el ASME PTC 4. Este método calcula la eficiencia restando todas las pérdidas de energía del 100 % teórico y sumando cualquier crédito de energía relevante. La eficiencia se calcula como:

$$\eta = 100 \% - \text{Total Pérdidas (\%)} + \text{Total Créditos (\%)} \quad (4.20)$$

La fila (38.Por Gases Secos - %) es la pérdida de calor sensible. Representa la energía que se escapa por la chimenea con los gases de combustión secos (N_2 , CO_2 , O_2 , SO_2) debido a su alta temperatura.

Las filas 39, 40 y 41 (Por Humedad en Combustible - %) representan una de las pérdidas más significativas. Cuantifica la energía necesaria para calentar, evaporar y sobrecalentar toda el agua que entró con el combustible (la humedad de la Fila D en la Tabla 4.8). El resultado de este cálculo es 23,33 % (Fila 41).

La fila (42.Por Humedad en Aire - %) representa la energía perdida para calentar el vapor de agua (humedad) que entró con el aire de combustión.

La fila (43.Por Inquemados - %) es la pérdida por combustión incompleta, directamente relacionada con el “Carbono Inquemado” (Fila 21) de la Tabla 4.8. Es la energía del combustible que no se liberó.

La fila (44.Por Radiación y Convección - %) es la pérdida de calor desde las superficies externas de la caldera (paredes, tuberías) hacia el entorno del cuarto de calderas.

La fila (45.Por Indeterminadas - %) es un margen, comúnmente 1 % a 1,5 %, que se asigna para cubrir pérdidas menores que son difíciles de medir.

La fila (48.Total - %) es la suma de todas las pérdidas porcentuales anteriores (Filas 38, 41, 42, 43, 44 y 45).

La fila (49.Calor en Aire Seco - %) es un crédito de energía si el aire de combustión se precalienta, por ejemplo usando un precalentador de aire antes de entrar al hogar.

La fila (50.Calor en Aire Húmedo - %) es el crédito de energía correspondiente a la humedad contenida en ese aire precalentado.

La fila (53.Total - %) es la suma de todos los créditos (Filas 49 y 50).

Finalmente la fila (54.Eficiencia Caldera) es el resultado y el indicador de rendimiento más importante. Se calcula aplicando la ecuación 4.20 del método indirecto:

$$\eta = 100 \% - \text{Fila 48 (Total Pérdidas)} + \text{Fila 53 (Total Créditos)} \quad (4.21)$$

$$\eta = 100 \% - 32,64 \% + 0,84 \% = 68,21 \% \quad (4.22)$$

Como se ha indicado anteriormente, las ecuaciones de transferencia de calor, termodinámica y las fórmulas específicas del código ASME usadas para calcular cada una de estas pérdidas y créditos filas (38), (41), (42), (43), (44), (45), (48), (49), (50), (53) y (54) se encuentran detalladas en la Tabla 3.3.

Tabla 4.11:
Parámetros de funcionamiento.

PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO				
55	Energía Entrante (1'000.000 Btu/h)	377,2	Combustible (Ton/h)	CE
56	Consumo de Combustible (1000 lb/h)	104,203	47,26	2,10

La Tabla 4.11 resume los resultados operativos de la caldera. Utiliza los datos de todas las tablas anteriores (Tabla 4.4, Tabla 4.8, Tabla 4.9 y la Tabla 4.10) para definir la cantidad de combustible necesaria para una demanda de energía específica y el rendimiento global del sistema.

La fila (55.Energía Entrante) es el punto de partida para el cálculo operativo. Representa la entrada total de energía térmica que se suministra al sistema a través de la combustión del combustible. Es el 100 % de la energía del combustible antes de que se resten las pérdidas de eficiencia.

La fila (56.Consumo de Combustible) y la columna “Combustible (Ton/h)” muestran la cantidad de combustible que debe quemarse por hora para proveer la “Energía Entrante” de la Fila (55). Es el resultado principal del análisis de rendimiento.

La columna “CE” (Consumo Específico) es el indicador de rendimiento (KPI) más importante de la tabla. El Consumo Específico cuantifica la eficiencia de la caldera en términos prácticos: cuánta masa de combustible se necesita para producir una unidad de masa de vapor. Un valor de 2,10 significa que es necesario quemar 2,10 libras de combustible para generar 1 libra de vapor; De manera equivalente, 2,10 toneladas de combustible por cada tonelada de vapor producida.

Es importante destacar que los cálculos para obtener estos parámetros de funcionamiento, especialmente el Consumo Específico (CE), dependen fundamentalmente de los valores calculados en las tablas anteriores. Las ecuaciones de las filas (55) y (56) se encuentran detalladas en la Tabla 3.3.

4.4. Caldera Distral

Para determinar el funcionamiento de la Caldera Distral, la cual genera el vapor para los procesos de molienda, se utiliza el mismo método con el que se determina el funcionamiento de la Caldera DZ.

Usando las siguientes variaciones en los cálculos de la eficiencia por el método indirecto:

- (1.Exceso de Aire) 60 %.
- (6.Temperatura Gases de Salida) 175°C.
- (Generación de Vapor) 90636,41 lb/h; 41,1 Ton/h.
- (Presión Vapor Vivo) 360 Psig.
- (Temperatura Vapor Vivo) 280°C.
- (44.Por Radiación y Convección - %) 2 %.
- (45.Por Indeterminadas - %) 2 %.

Estas variaciones en los datos se toman de acuerdo a los manuales de operación y datos brindados por la planta. Como resultados del método para la Caldera Distral tenemos una Eficiencia de la Caldera del 63,89 %, un consumo de combustible de 18,58 Ton/h y un consumo específico (CE) de 2,21.

4.5. Suposiciones del sistema

Para la realización de los modelos y la implementación de las ecuaciones termodinámicas, se hacen las siguientes suposiciones debido al conocimiento de los datos de entrada y salida de los puntos escogidos.

1. Condiciones estacionarias de operación.
2. Los equipos como turbinas y bombas se consideraron adiabáticos.
3. Los equipos como calderas, desaireadores y procesos de elaboración se consideran isobáricos.
4. No se consideraron las pérdidas de flujo másico en las líneas.
5. Los cambios en las energías cinéticas y potenciales son despreciables.

A través del análisis de energía es posible proponer las mejoras de producción de energía mediante las propuestas dadas.

4.6. Desarrollo del Modelo

Para el respectivo desarrollo del modelo actual y poder ser plasmado en un balance térmico de operación, se toman en cuenta las condiciones iniciales de la planta y los datos obtenidos de las calderas por medio del método indirecto.

El esquema presenta los datos termodinámicos de los puntos de entrada y salida de los equipos. Cuatro datos describen cada punto, en algunos casos son cinco datos o menos. En la parte superior izquierda se encuentran las presiones en Psig, en la parte inferior izquierda las temperaturas en °C, en la parte superior derecha las entalpías respectivas en Kj/Kg, en la parte inferior derecha se encuentran los flujos másicos en Ton/h y, en algunos de los casos, en la parte superior de las entalpías se encuentra la entropía de ese punto en Kj/Kg K. Se añade información adicional y complementaria al esquema, esta información se detalla con un título en la parte superior del dato. Cada equipo está nombrado con un título cercano a su representación gráfica. Para los datos termodinámicos se utilizan las tablas de vapor IAPWS IF97.

A continuación se presentan los balances genéricos de masa y energía que fueron utilizados para el desarrollo del modelo, dichos balances se basan en el desarrollo de la Tabla 3.1.

Balance de energía Turbinas

El balance de energía en las turbinas se realiza como se menciona en el apartado 3.4 del proyecto. Se toman en cuenta las suposiciones de que se trabaja en un estado estacionario, la operación es adiabática y los cambios de energía cinética y potencial se desprecian. Adicionalmente se utilizan las ecuaciones 3.13 y 3.14 para el cálculo de potencia. Para el cálculo del Steam Rate se utiliza la ecuación 3.12.

Balance de energía en Desaireadores

Al igual que en un intercambiador de calor, en un desaireador se puede y se debe aplicar el principio de balance de energía $E_{in} = E_{out}$. La lógica es exactamente la misma, ya que ambos son sistemas abiertos analizados en estado estacionario.

Un desaireador es un intercambiador de calor de contacto directo. Su función principal es eliminar gases no condensables como el oxígeno del agua de alimentación de una caldera, calentándola hasta su temperatura de saturación. Esto se logra mezclando directamente el agua de alimentación (líquida y más fría) con vapor (generalmente vapor de baja presión o “escape”).

Para analizar un desaireador, aplicamos la Primera Ley de la Termodinámica para un volumen de control bajo las mismas suposiciones que en el intercambiador de calor: Estado estacionario, Sistema adiabático, No hay trabajo y la energía cinética y potencial son despreciables. Con estas simplificaciones, el balance se reduce a que la energía que entra con los fluidos debe ser igual a la que sale con el fluido resultante. Los balances de masa y energía quedan de la siguiente manera:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad (4.23)$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_3 (h_3 - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (4.24)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_3 - \dot{m}_2 \quad (4.25)$$

Donde el punto “1” es la entrada de agua recirculada, “2” es la entrada de vapor escape y “3” es la salida hacia la caldera.

Balance de energía en Atemperadores

El propósito del atemperador es tomar vapor que está demasiado caliente (muy sobrecalentado) y enfriarlo hasta una temperatura deseada (aún sobrecalentada, pero menos). Para lograr esto, se inyecta una cantidad controlada de agua líquida generalmente agua de alimentación, que está mucho más fría directamente en el flujo de vapor sobrecalentado. El agua líquida se evapora instantáneamente. Para hacerlo, necesita absorber una gran cantidad de energía (calor latente de vaporización). Esta energía la “roba” del vapor sobrecalentado, causando que la temperatura de la mezcla final disminuya.

Se aplica la Primera Ley de la Termodinámica con las mismas suposiciones que el desaireador. Estado estacionario, sistema adiabático, no hay trabajo y las energías cinética y potencial son despreciables. Los balances de masa y energía quedan de la siguiente manera:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad (4.26)$$

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_2 (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_1)} \quad (4.27)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_3 - \dot{m}_2 \quad (4.28)$$

Donde el punto “1” es la entrada de agua al atemperador, “2” es la entrada de vapor en el cabezal de vapor escape y “3” es la salida hacia los procesos de fábrica.

Escenario actual de la planta Castilla:

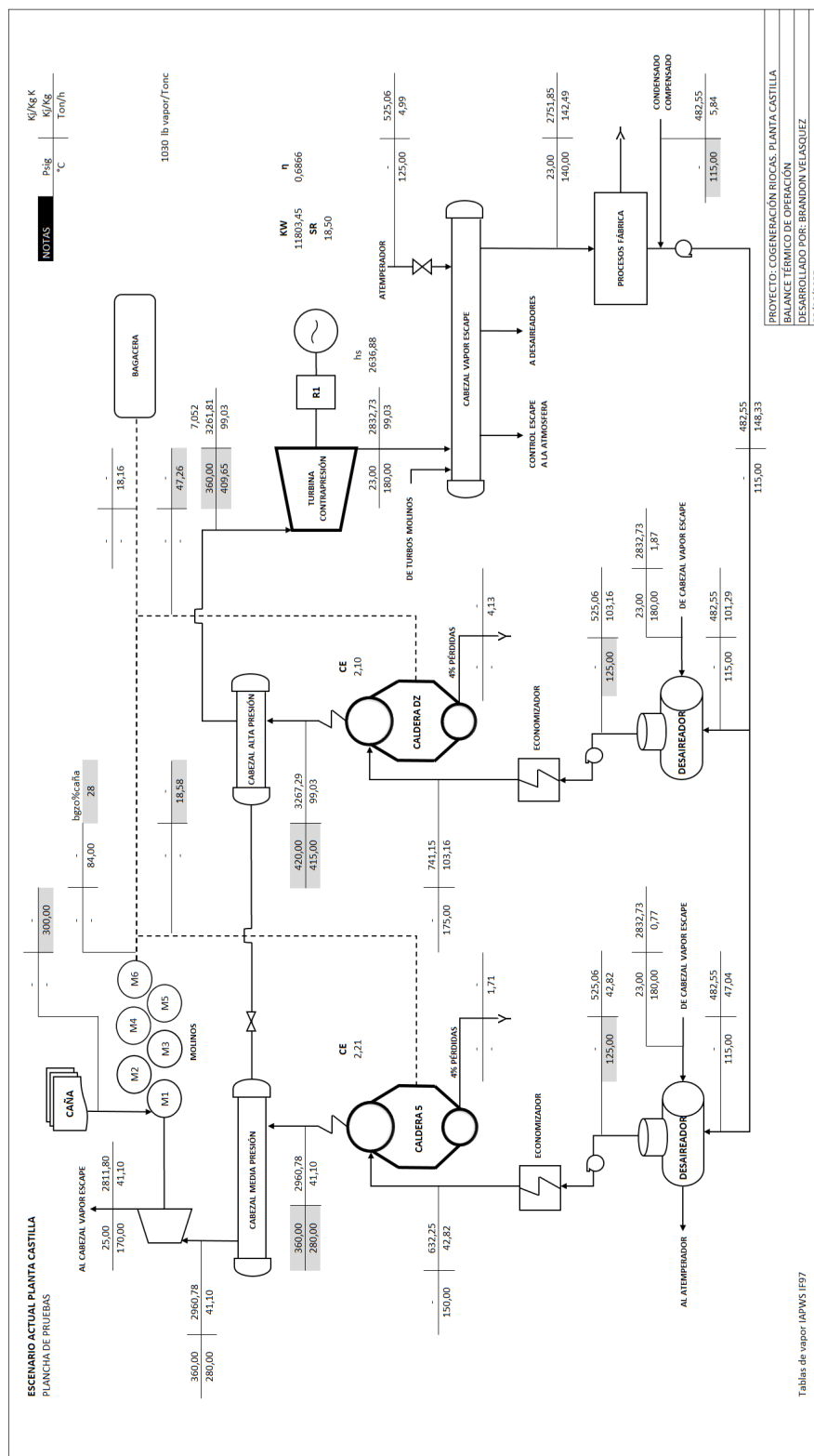


Figura 4.21: Balance térmico de operación - Escenario actual planta castilla.

Se realiza un diagrama de temperatura versus entropía del ciclo Rankine de acuerdo a los datos mostrados en la Figura 4.21. A continuación se especifican los puntos utilizados para la creación del diagrama T-S de la Figura 4.22.

1. Salida Sobrecalentador
2. Entrada Turbina Contrapresión
3. Salida Turbina Contrapresión
4. Entrada Procesos de Fábrica
5. Entrada Desaireador
6. Salida Desaireador - Entrada Economizador
7. Entrada Domo Superior

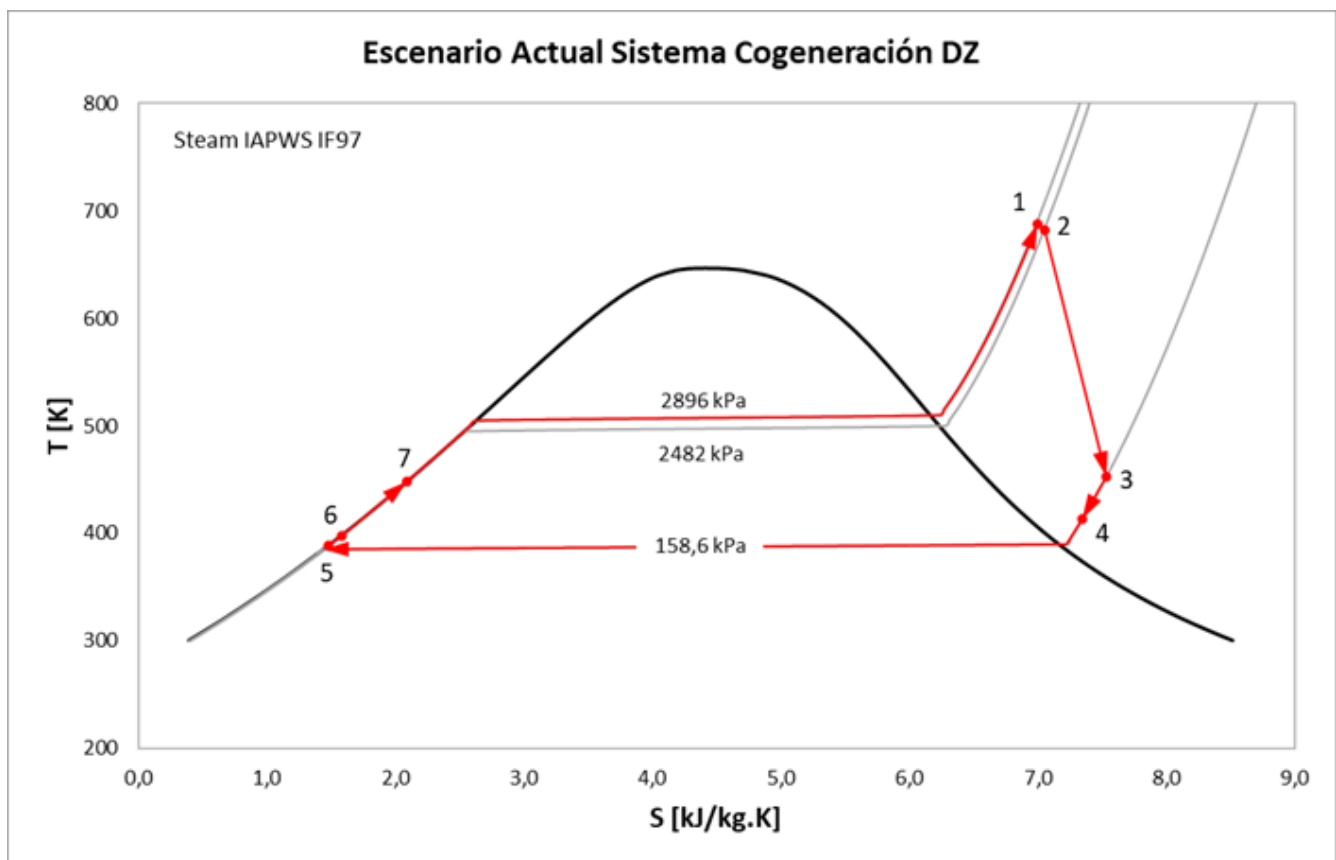


Figura 4.22: Diagrama T-S Escenario actual sistema cogeneración DZ

Capítulo 5. Modelos y Escenarios Propuestos

En este capítulo se encuentran las propuestas de mejora en las Figuras 5.24, 5.25, 5.28 y 5.29. Se realizan los balances térmicos de operación de los escenarios con precalentador y turbina de condensación a condiciones actuales y las sugeridas de 650 Psig y 480°C. Para el desarrollo de los modelos, se utiliza el método de diseño junto con las ecuaciones de masa y energía para los diferentes equipos del modelo actual.

5.1. Escenarios con precalentador

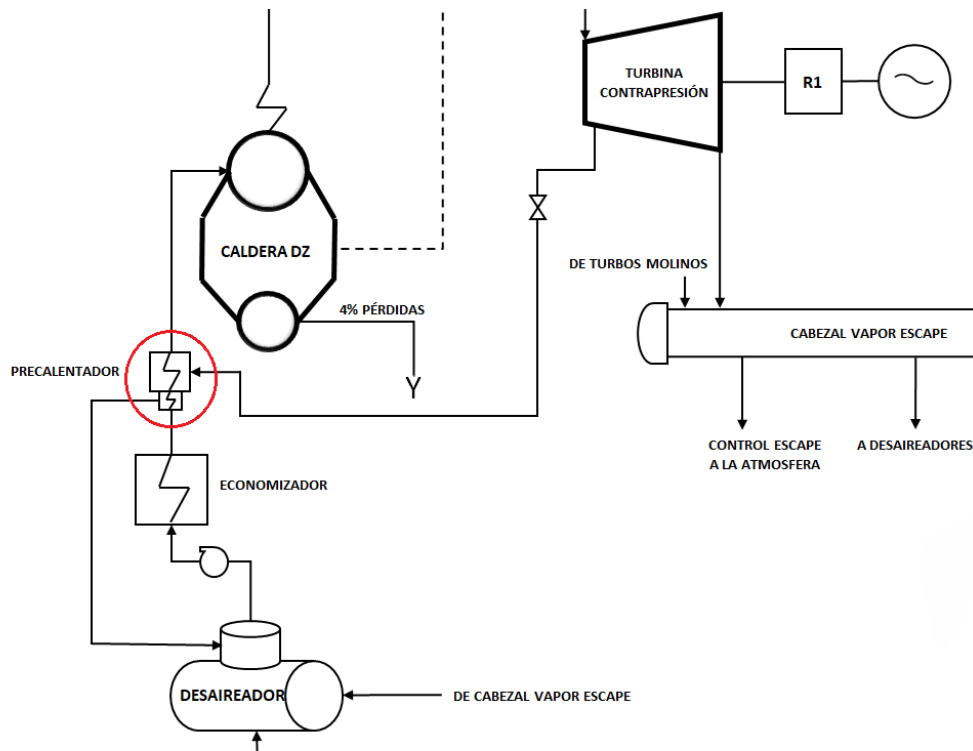


Figura 5.23: Ubicación del precalentador en el escenario.

La Figura 5.23 es un acercamiento a la zona de precalentamiento de la caldera DZ y presenta la ubicación esquemática del precalentador de agua de alimentación, encerrado en el círculo de color rojo. Con el uso de este precalentador se busca que el agua de alimentación de la caldera aumente aún más su temperatura, pasando de 175°C (salida del economizador) a 220°C.

Balance de energía en Precalentador

Para ambos escenarios de los modelos donde está presente el precalentador, las condiciones de extracción de la turbina se establecen en 130 Psig y 280°C, esto para asegurar una extracción posible con una entropía superior a la entropía de entrada del vapor vivo a la turbina. En el balance se realizan las suposiciones de un intercambiador de calor para el precalentador, de esta manera se obtiene la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 \quad (5.29)$$

Tener en cuenta que $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ y $\dot{m}_3 = \dot{m}_4$.

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_1 (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_4)} \quad (5.30)$$

Donde el punto “1” es la entrada de agua desde el economizador, “2” es la salida de agua hacia la caldera, “3” es la entrada de vapor desde la turbina y “4” es la salida hacia el desaireador.

Balance de energía en Desaireador con precalentador

Las suposiciones se realizan igual al desaireador sin presencia del precalentador, añadiendo una entrada de agua extra el balance de energía queda de la siguiente manera:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 \quad (5.31)$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_3 (h_3 - h_1) - \dot{m}_4 (h_4 - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (5.32)$$

Donde el punto “1” es la entrada de agua recirculada, “2” es la entrada de vapor escape, “3” es la salida hacia la caldera y “4” es la entrada desde el precalentador.

Escenario con precalentador a condiciones actuales:

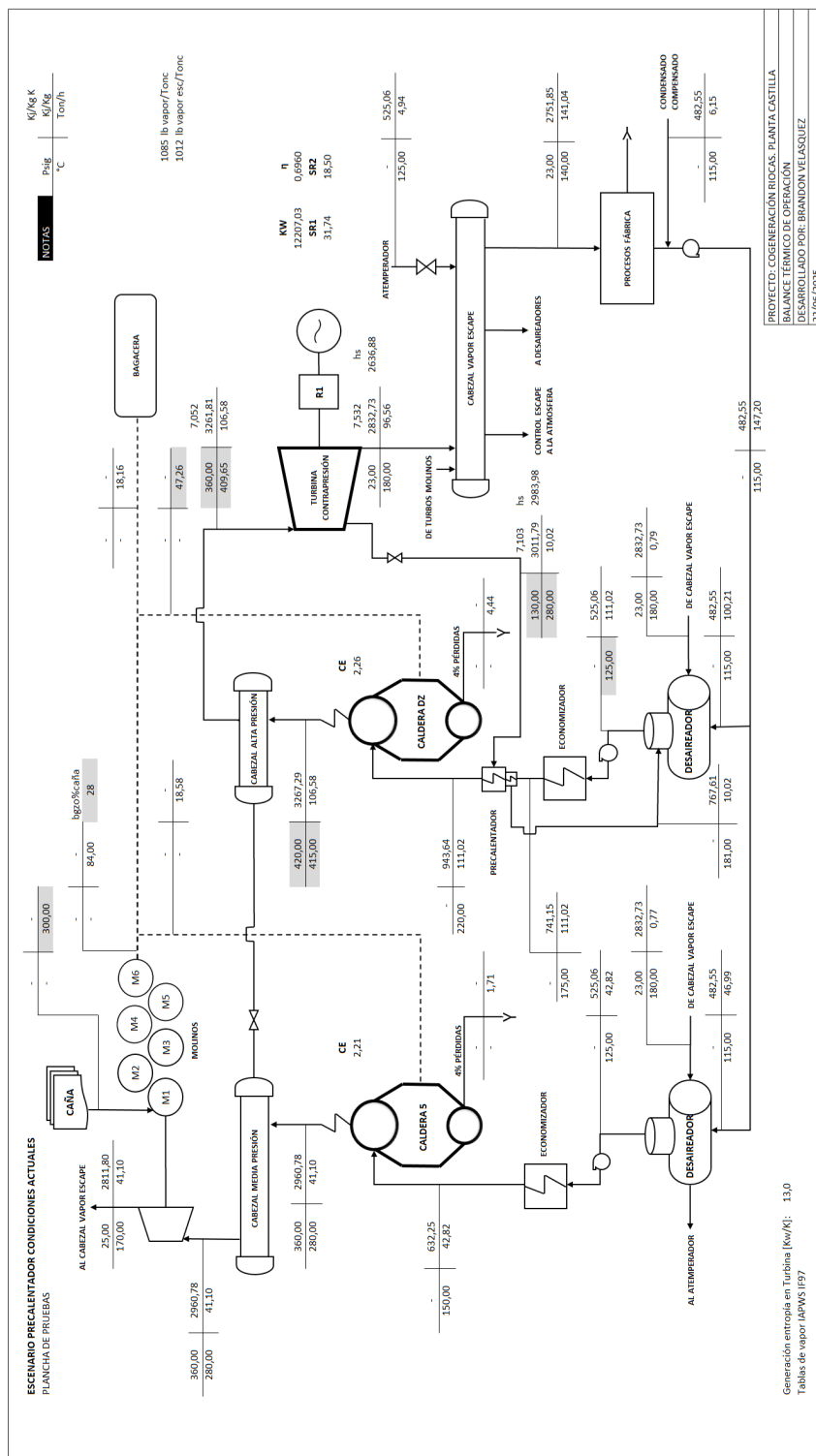


Figura 5.24: Balance térmico de operación - Escenario precalentador condiciones actuales.

Escenario con precalentador a condiciones de vapor vivo de 650 Psig, 480°C:

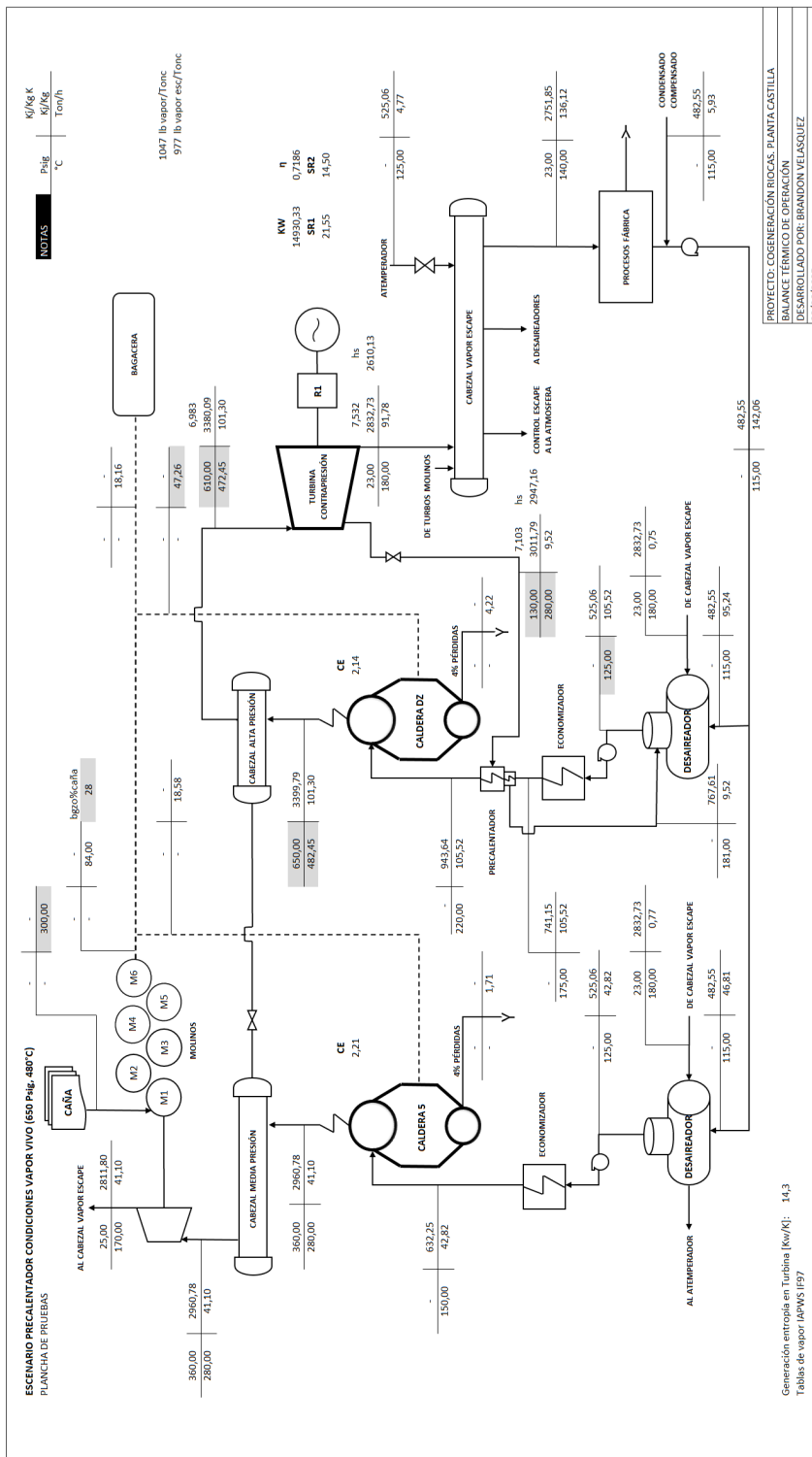


Figura 5.25: Balance térmico de operación - Escenario precalentador condiciones vapor vivo 650 Psig - 480°C.

Se realiza un diagrama T-S del ciclo Rankine de acuerdo a los datos mostrados en las Figuras 5.24 y 5.25. A continuación se especifican los puntos utilizados para la creación del diagrama T-S de la Figura 5.26.

1. Salida Sobrecalentador
2. Entrada Turbina Contrapresión
3. Salida Turbina Contrapresión
4. Entrada Procesos de Fábrica
5. Entrada Desaireador
6. Salida Desaireador - Entrada Economizador
7. Salida Economizador - Entrada precalentador
8. Entrada Domo Superior
9. Extracción Turbina Contrapresión
10. Salida Precalentador

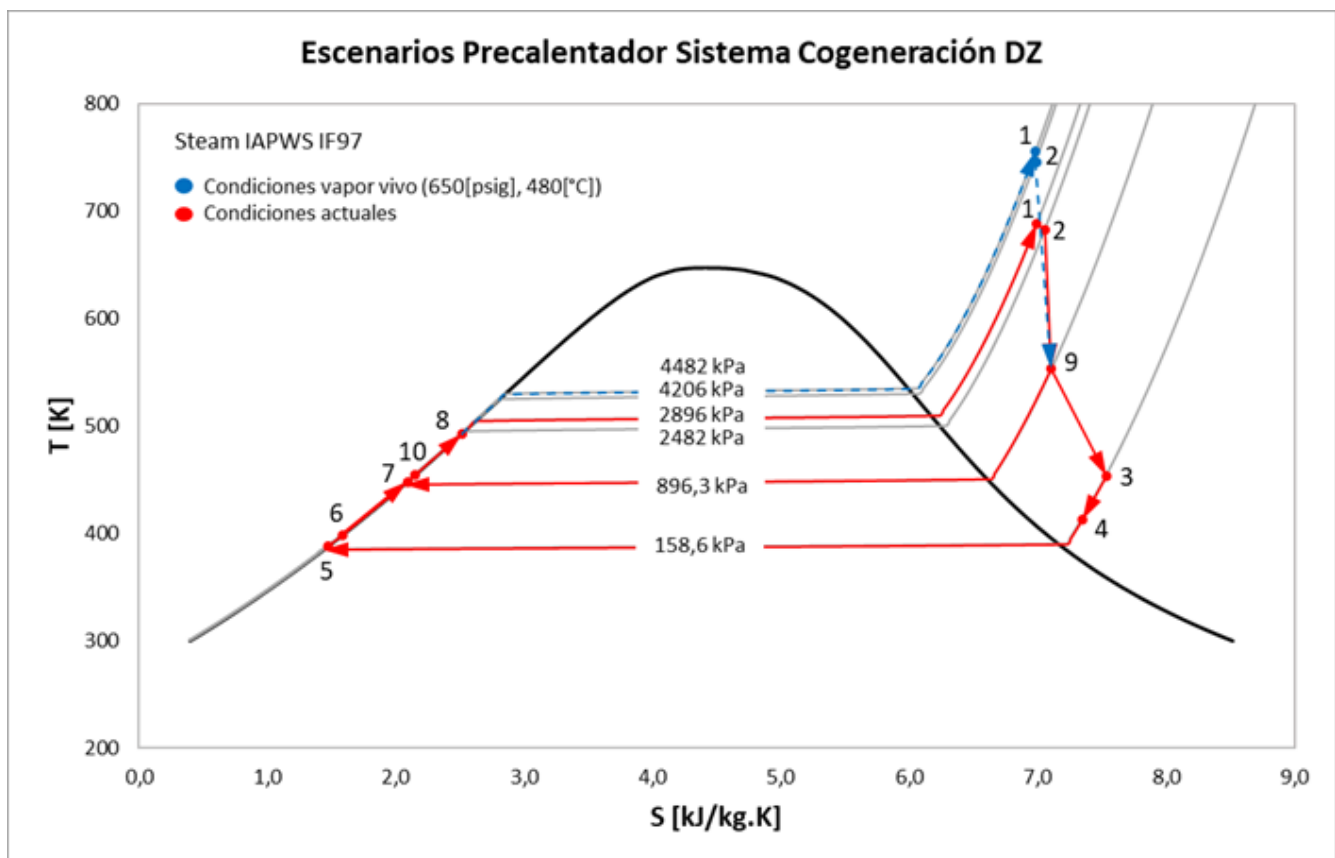


Figura 5.26: Diagrama T-S Escenarios Precalentador sistema cogeneración DZ.

5.2. Escenarios con turbina de condensación

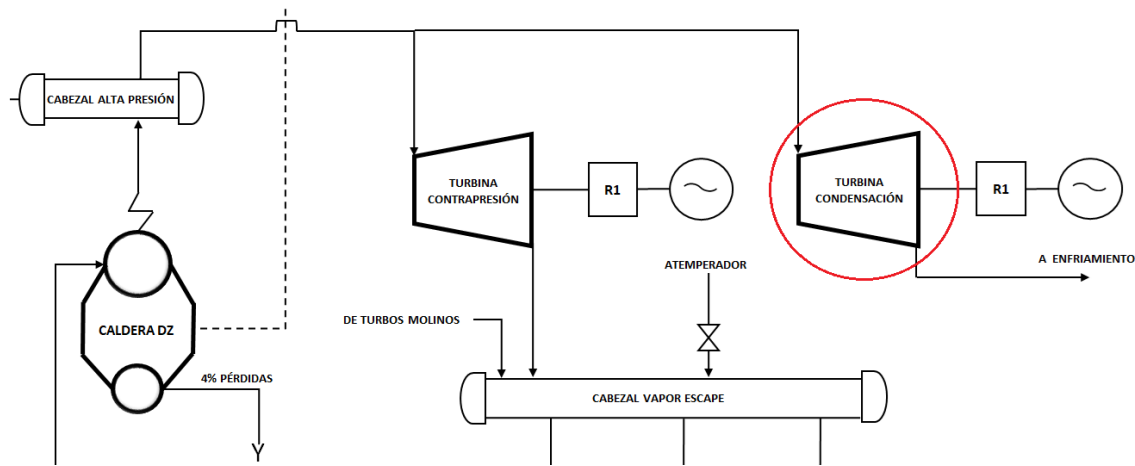


Figura 5.27: Ubicación de la turbina de condensación en el escenario.

La Figura 5.27 es un acercamiento a la zona de producción de potencia de la planta y presenta la ubicación esquemática de la turbina de condensación, encerrada en el círculo de color rojo. Al hacer uso de una turbina de condensación se busca aumentar la producción de potencia aprovechando el vapor vivo excedente que puede entregar la caldera DZ.

De igual manera al balance de energía en la turbina de contrapresión, este se realiza como se menciona en el apartado 3.4 del proyecto. Se toman en cuenta las suposiciones de trabajar en estado estacionario, la operación es adiabática y los cambios de energía cinética y potencial se desprecian. Adicionalmente se utilizan las ecuaciones 3.13 y 3.14 para el cálculo de potencia. Para el cálculo del Steam Rate se utiliza la ecuación 3.12. Se tiene en cuenta que de acuerdo a los fabricantes de estas turbinas, la presión de salida del vapor puede alcanzar 0,1 Bar.

Escenario con turbina de condensación a condiciones actuales:

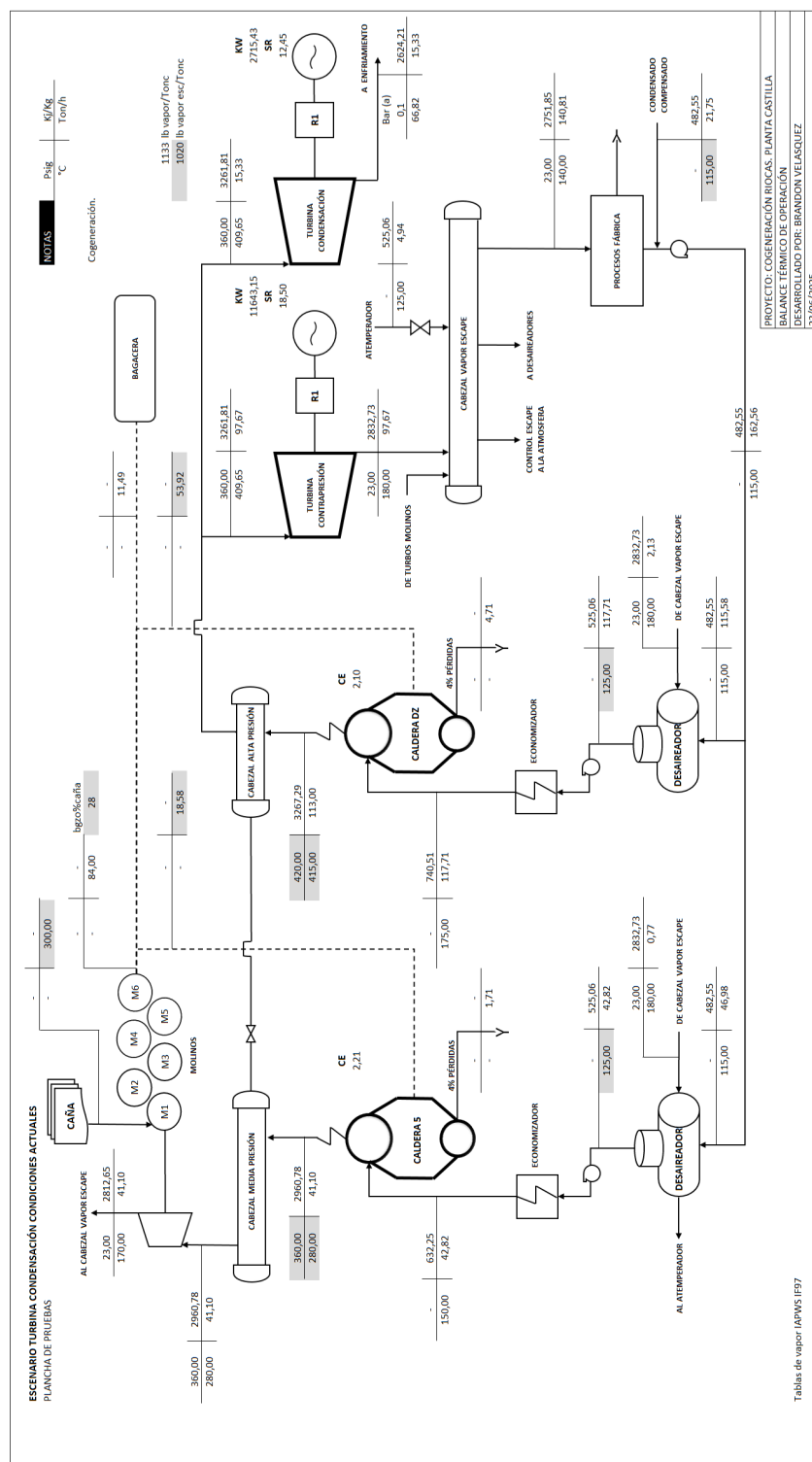


Figura 5.28: Balance térmico de operación - Escenario turbina condensación condiciones actuales.

Escenario con turbina de condensación a condiciones de vapor vivo de 650 Psig, 480°C:

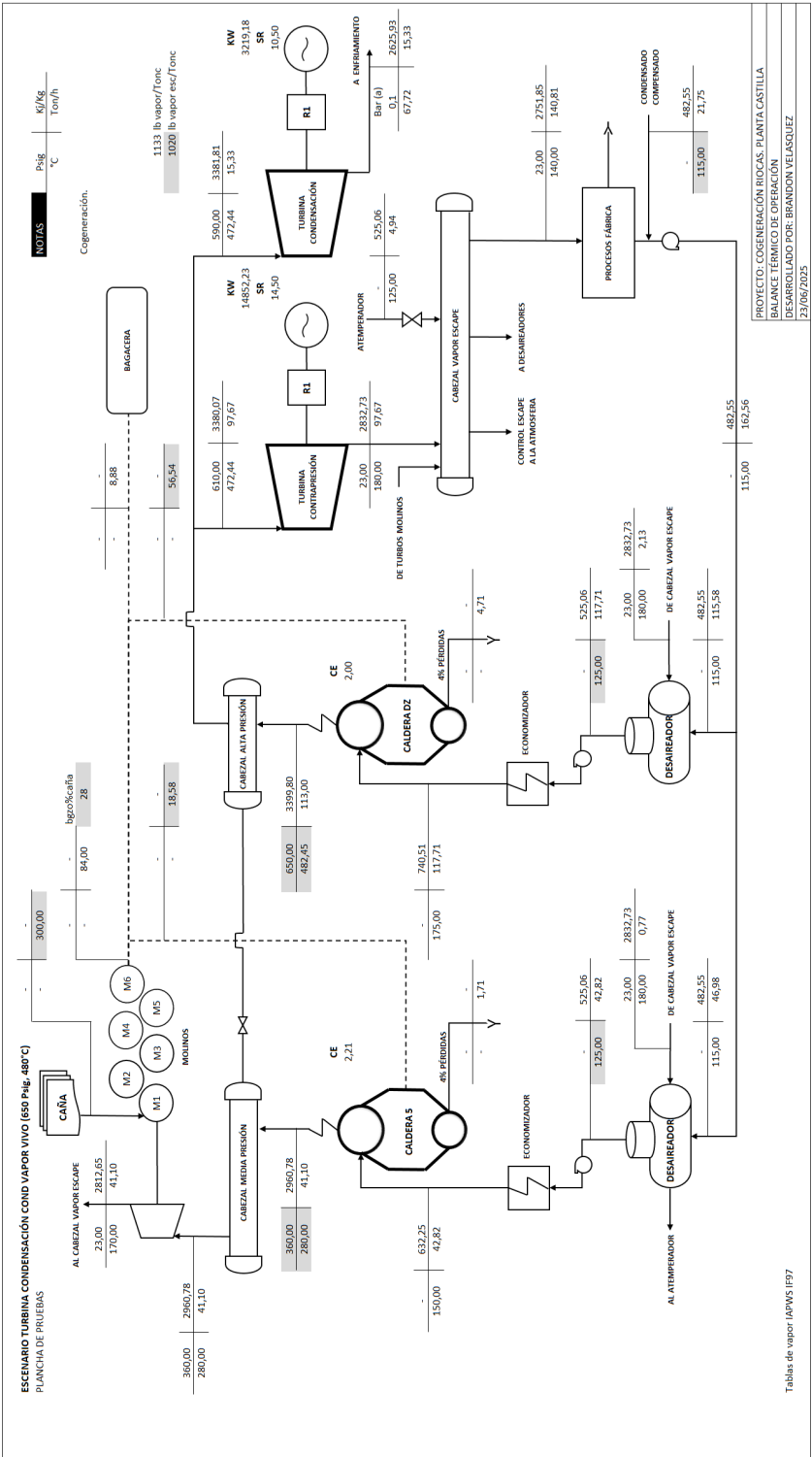


Figura 5.29: Balance térmico de operación - Escenario turbina condensación condiciones vapor vivo 650 Psig 480°C.

Se realiza un diagrama T-S del ciclo Rankine de acuerdo a los datos mostrados en las Figuras 5.28 y 5.29. A continuación se especifican los puntos utilizados para la creación del diagrama T-S de la Figura 5.30.

1. Salida Sobrecalentador
2. Entrada Turbina Contrapresión
3. Salida Turbina Contrapresión
4. Entrada Procesos de Fábrica
5. Entrada Desaireador
6. Salida Desaireador - Entrada Economizador
7. Entrada Domo Superior
8. Entrada Turbina Condensación
9. Salida Turbina Condensación

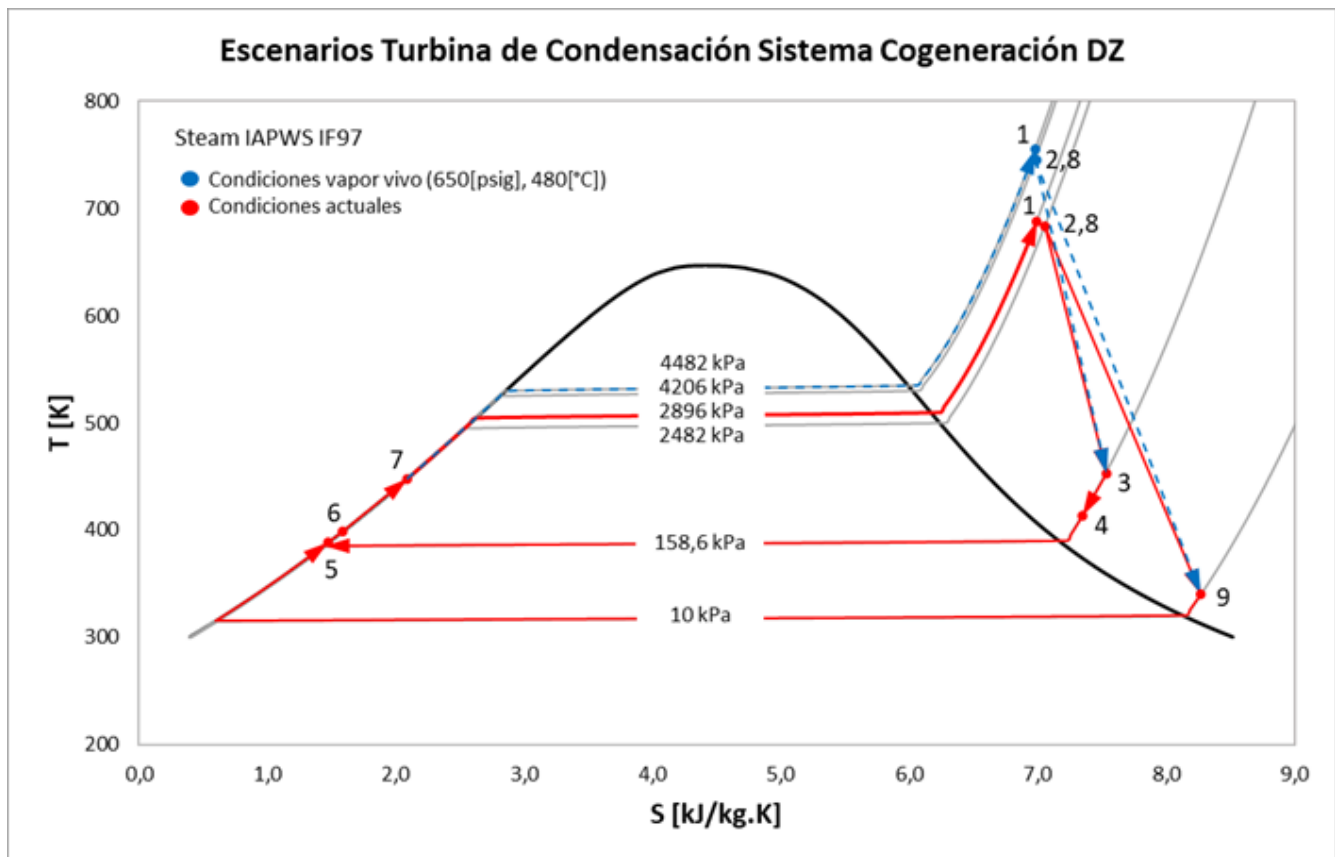


Figura 5.30: Diagrama T-S Escenarios Turbina Condensación sistema cogeneración DZ.

Capítulo 6. Estimación de Costos de Operación

Desarrollo del Balance de Costos

Esta sección es crucial para realizar el análisis, ya que traduce los resultados de ingeniería y eficiencia en un análisis de rentabilidad financiera. El análisis se basa en dos fuentes principales de ingresos: la venta del bagazo excedente y la venta de la energía eléctrica excedente. El objetivo es cuantificar el beneficio económico (COP/año) de las mejoras de eficiencia.

Es importante mencionar que el siguiente balance de costos se enfoca exclusivamente en los costos operativos (OPEX) y el beneficio por el consumo de bagazo. Si bien la implementación de los escenarios propuestos (especialmente la turbina de condensación) requiere una inversión inicial significativa en maquinaria (CAPEX), este valor no se ha deducido de los flujos presentados a continuación. No obstante, los márgenes operativos positivos observados en la Tabla 6.13 (Beneficio neto de \$7,3 mil millones COP/año) sugieren que el proyecto posee un flujo de caja robusto, capaz de soportar y recuperar una inversión de capital razonable en un periodo atractivo, lo cual justifica el interés técnico de la propuesta.

La Tabla 6.12 y la Tabla 6.13 se definen inicialmente por las condiciones Inputs o de entrada (en color gris oscuro), estos datos representan los cálculos realizados en los Capítulos 4 y 5 del proyecto e información suministrada por la planta.

Ahora, se especifican las ecuaciones de los demás puntos de la tabla, las variables se presentan con la numeración respectiva que aparece al inicio de cada fila y se encierra entre corchetes:

$$\text{Bagazo disp [Ton/día]} = [1] * [4] \% \quad (6.33)$$

$$\text{Bagazo disp [Ton/h]} = [2] * [4] \% \quad (6.34)$$

$$\text{Consumo de vapor [Ton/h]} = [9] + [10] \quad (6.35)$$

$$\text{Consumo de Bagazo [Ton/h]} = ([9]/[11]) + ([10]/[12]) \quad (6.36)$$

$$\text{Bagazo Excedente [Ton/h]} = [6] - [13] \quad (6.37)$$

$$\text{Bagazo Excedente [Ton/año]} = [14] * [3] * 24 \quad (6.38)$$

$$\text{Generación de energía [kw/Ton c]} = [17]/[2] \quad (6.39)$$

$$\text{Consumo de energía [kw/h]} = [18] * [2] \quad (6.40)$$

$$\text{Energía Excedente [kw/h]} = [17] - [19] \quad (6.41)$$

$$\text{\$ Energía/año} = \text{Precio kw} * [20] * [3] * 24 \quad (6.42)$$

$$\text{\$ Bagazo/año} = \text{Precio Ton Bgz} * [14] * [3] * 24 \quad (6.43)$$

$$\text{Total en Venta/año} = \text{\$ Energía/año} + \text{\$ Bagazo/año} \quad (6.44)$$

$$\text{Diferencia venta de Energía} = ([20 \text{ Esc N}] - [20 \text{ Esc B}]) * [3] * \text{Precio kw} * 24 \quad (6.45)$$

$$\text{Diferencia consumo Bagazo} = ([13 \text{ Esc N}] - [13 \text{ Esc B}]) * [3] * \text{Precio Ton Bgz} * 24 \quad (6.46)$$

$$\text{Venta de energía} - \text{Consumo Bgz} = \text{Diferencia venta de Energía} - \text{Diferencia consumo Bagazo} \quad (6.47)$$

Tabla 6.12:
Balance de costos en escenarios de precalentador.

		ESC ACTUAL	ESC PREC 1	ESC PREC 2	
1	Molienda	Ton c/día	7.200,00	7.200,00	7.200,00
2	Molienda	Ton c/h	300	300	300
3	Tiempo de producción	días	280	280	280
4	Bagazo % Caña	%	28,00	28,00	28,00
5	Bagazo disp	Ton/día	2.016,00	2.016,00	2.016,00
6	Bagazo disp	Ton/h	84,00	84,00	84,00
7	Consumo de vapor escape	lb/Ton c	1.030,00	1.011,87	976,67
8	Consumo de vapor	Ton/h	140,14	147,69	142,40
9	Generación vapor Cald 6	Ton/h	99,03	106,58	101,30
10	Generación vapor Cald 5	Ton/h	41,10	41,10	41,10
11	Consumo específico Cald 6		2,10	2,26	2,14
12	Consumo específico Cald 5		2,21	2,21	2,21
13	Consumo de Bagazo	Ton/h	65,84	65,84	65,84
14	Bagazo Excedente	Ton/h	18,16	18,16	18,16
15	Bagazo Excedente	Ton/año	122.032,78	122.032,78	122.032,78
16	Generación de energía	kw/Ton c	39,34	40,69	49,77
17	Generación de energía	kw/h	11.803,45	12.207,03	14.930,33
18	Consumo de energía	kw/Ton c	34,50	34,50	34,50
19	Consumo de energía	kw/h	10.350,00	10.350,00	10.350,00
20	Energía Excedente	kw/h	1.453,45	1.857,03	4.580,33
					Precio Ton Bgz \$ 85.000,00 COP
					Precio kw \$ 300,00 COP
		\$ Energía / año	\$ 2.930.156.088,27	\$ 3.743.774.758,89	\$ 9.233.952.256,69
		\$ Bagazo / año	\$ 10.372.786.243,87	\$ 10.372.786.243,87	\$ 10.372.786.243,87
		Total en Venta / año	\$ 13.302.942.332,14	\$ 14.116.561.002,76	\$ 19.606.738.500,56
		Diferencia venta de Energía	\$ 813.618.670,62	\$ 6.303.796.168,42	
		Diferencia consumo Bagazo	\$ 0,00	\$ 0,00	
		Venta de energía - Consumo Bgz	\$ 813.618.670,62	\$ 6.303.796.168,42	
BALANCE DE COSTOS EN ESCENARIOS					
DESARROLLADO POR: BRANDON VELASQUEZ					
29/04/2025					

El objetivo de la Tabla 6.12 es comparar la rentabilidad del escenario actual (ESC ACTUAL) relacionado con el balance térmico de operación de la Figura 4.21, con dos escenarios mejorados que utilizan precalentadores, el ESC PREC 1 referente a la Figura 5.24 y el ESC PREC 2 referente a la Figura 5.25.

Se asume que, el Consumo de Bagazo (Fila 13) es constante y se fija en 65,84 Ton/h. También que el Consumo de energía (Fila 19) es constante y la demanda interna de la planta se fija en 10.350,00 kw/h. Esto significa que la estrategia no es ahorrar combustible, la estrategia es usar la misma cantidad de combustible de manera más eficiente para maximizar la generación de energía excedente.

Dado que el bagazo disponible (Fila 6) y el consumo de bagazo (Fila 13) son fijos, la cantidad de Bagazo Excedente (Fila 14) es idéntica en los tres escenarios (18,16 Ton/h). Por lo tanto, el ingreso anual por venta de bagazo (\$ Bagazo / año) es constante.

Los precalentadores aumentan la eficiencia del ciclo, lo que se refleja en la Generación de energía kw/Ton c (Fila 17). Generando más electricidad por cada tonelada de bagazo quemado. Dado que el consumo de la planta (Fila 19) también es fijo, toda esta generación adicional se convierte directamente en Energía Excedente (Fila 20). Esta energía excedente se vende al Precio de 300,00 COP por kw, resultando en un aumento drástico de los ingresos anuales por energía.

La (Diferencia consumo Bagazo) presenta un valor de \$ 0,00. Esto confirma que la estrategia no implica un costo de combustible adicional. La (Diferencia venta de Energía) muestra la ganancia bruta adicional obtenida únicamente por la venta de la electricidad extra generada por la mayor eficiencia. La (Venta de energía - Consumo Bgz) es el resultado neto. Dado que el costo del bagazo es cero, la ganancia neta es igual a la ganancia por la venta de energía.

El balance demuestra que la implementación de los precalentadores es rentable. El escenario ESC PREC 2 es la mejor opción, generando un beneficio neto adicional de \$6,3 mil millones (COP/año) en comparación con la operación actual.

El balance financiero de la Tabla 6.13 evalúa la rentabilidad de dos escenarios que utilizan turbinas de condensación (ESC COND 1 y ESC COND 2), comparándolos con la operación actual (ESC ACTUAL). El objetivo es determinar si la ganancia por vender más electricidad supera el costo de consumir más bagazo (combustible). El ESC ACTUAL igualmente está relacionado con el balance térmico de operación de la Figura 4.21. El ESC COND 1 se relaciona con la Figura 5.28 y el ESC COND 2 está relacionado con la Figura 5.29.

A diferencia de los escenarios de precalentadores, esta estrategia implica un cambio operativo fundamental decidiendo quemar más bagazo. El Consumo de Bagazo (Fila 13) aumenta de 65,84 Ton/h a 75,12 Ton/h en el ESC COND 2. Como consecuencia, el Bagazo Excedente (Fila 14) disponible para la venta disminuye, reduciendo los ingresos por esta fuente. El bagazo adicional se usa para alimentar las turbinas de condensación, lo que maximiza la generación de energía. La Generación de energía (Fila 17) aumenta y, por lo tanto, la Energía Excedente (Fila 20) también.

Tabla 6.13:

Balance de costos en escenarios de turbina de condensación.

		ESC ACTUAL	ESC COND 1	ESC COND 2	
1	Molienda	Ton c/día	7.200,00	7.200,00	7.200,00
2	Molienda	Ton c/h	300	300	300
3	Tiempo de producción	días	280	280	280
4	Bagazo % Caña	%	28,00	28,00	28,00
5	Bagazo disp	Ton/día	2.016,00	2.016,00	2.016,00
6	Bagazo disp	Ton/h	84,00	84,00	84,00
7	Consumo de vapor escape	lb/Ton c	1.030,00	1.020,00	1.020,00
8	Consumo de vapor	Ton/h	140,14	154,10	154,10
9	Generación vapor Cald 6	Ton/h	99,03	113,00	113,00
10	Generación vapor Cald 5	Ton/h	41,10	41,10	41,10
11	Consumo específico Cald 6		2,10	2,10	2,00
12	Consumo específico Cald 5		2,21	2,21	2,21
13	Consumo de Bagazo	Ton/h	65,84	72,51	75,12
14	Bagazo Excedente	Ton/h	18,16	11,49	8,88
15	Bagazo Excedente	Ton/año	122.032,78	77.237,77	59.669,79
16	Generación de energía	kw/Ton c	39,34	47,86	60,24
17	Generación de energía	kw/h	11.803,45	14.358,58	18.071,40
18	Consumo de energía	kw/Ton c	34,50	34,50	34,50
19	Consumo de energía	kw/h	10.350,00	10.350,00	10.350,00
20	Energía Excedente	kw/h	1.453,45	4.008,58	7.721,40
					Precio Ton Bgz
					\$ 85.000,00 COP
					Precio kw
					\$ 300,00 COP
		\$ Energía / año	\$ 2.930.156.088,27	\$ 8.081.302.047,78	\$ 15.566.350.946,66
		\$ Bagazo / año	\$ 10.372.786.243,87	\$ 6.565.210.626,44	\$ 5.071.931.940,54
		Total en Venta / año	\$ 13.302.942.332,14	\$ 14.646.512.674,22	\$ 20.638.282.887,20
		Diferencia venta de Energía	\$ 5.151.145.959,51	\$ 12.636.194.858,39	
		Diferencia consumo Bagazo	\$ 3.807.575.617,43	\$ 5.300.854.303,33	
		Venta de energía - Consumo Bgz	\$ 1.343.570.342,08	\$ 7.335.340.555,06	
BALANCE DE COSTOS EN ESCENARIOS					
DESARROLLADO POR: BRANDON VELASQUEZ					
29/04/2025					

En la (\$ Energía / año) gracias al gran aumento de Energía Excedente (Fila 20), los ingresos por electricidad se multiplican, pasando de \$2,9 mil millones a \$15,5 mil millones (COP/año) en el ESC COND 2. En el (\$ Bagazo / año) al quemar más bagazo, se vende menos. Los ingresos por bagazo caen de \$10,3 mil millones a \$5 mil millones (COP/año). A pesar de la caída en la venta de bagazo, el ingreso total aumenta significativamente de \$13,3 mil millones a \$20,6 mil millones, demostrando que la ganancia por energía es mucho mayor que la pérdida por bagazo.

La Diferencia venta de Energía muestra la ganancia bruta por vender más electricidad en comparación con el escenario actual. La Diferencia consumo Bagazo muestra el costo de oportunidad (la pérdida de ingresos) por haber quemado el bagazo en lugar de venderlo. La Venta de energía - Consumo Bgz presenta el resultado neto y la conclusión del estudio.

El balance demuestra que el escenario ESC COND 2 es la opción más rentable. Aunque se incurre en un costo anual de \$5,3 mil millones por consumir más bagazo, se genera una ganancia adicional de \$12,6 mil millones por la venta de electricidad, resultando en un beneficio neto de \$7,3 mil millones (COP/año) sobre la situación actual.

Capítulo 7. Discusión y Conclusiones

7.1. Discusión de resultados

La gráfica 7.31 presenta un análisis comparativo del desempeño termodinámico y de generación de potencia de la Caldera DZ actual (Actual Planta Castilla) frente a los cuatro escenarios de mejora propuestos. Los indicadores clave evaluados son: la Producción Total de Potencia [kW/TonCaña], la Potencia Exportada [kW/TonCaña], que representa la capacidad de venta de energía a la red; Ambos indicadores se reportan en la Tabla 6.12 y la Tabla 6.13 denominados respectivamente como Generación de energía y Energía Excedente, además, el dato se divide por las toneladas de caña molidas que son necesarias para obtener el biocombustible de la caldera DZ y así obtener esa cantidad de energía eléctrica. También se evalúa el Rendimiento Total del Ciclo de Cogeneración [%], que se obtiene mediante la ecuación 3.6. El objetivo es identificar cual es el escenario que ofrece las mayores ventajas en términos de eficiencia y capacidad de generación eléctrica por tonelada de caña procesada.

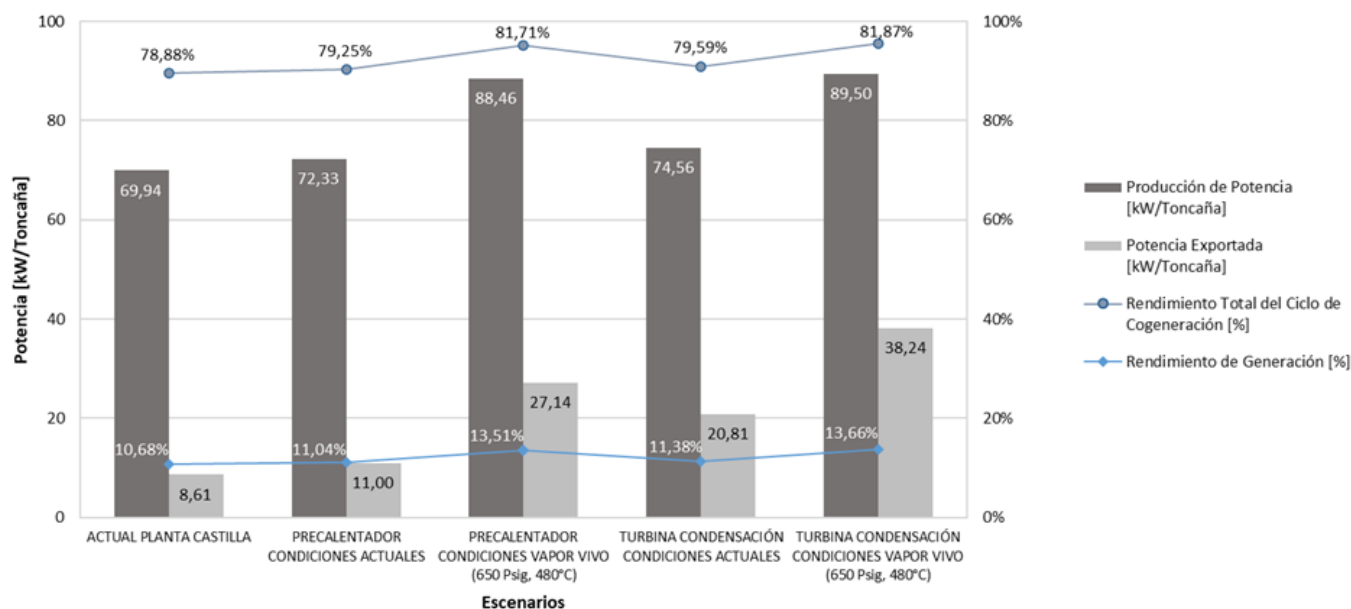


Figura 7.31: Resultados termodinámicos de los escenarios en relación con el escenario actual.

La producción total de potencia (barras de color gris oscuro) es un indicador de la capacidad de generación eléctrica bruta de la planta. Como escenario base, La planta actual genera 69.94

kW/TonCaña. Ahora analizando las mejoras con Condiciones Actuales, la implementación de un precalentador o una turbina de condensación bajo las condiciones de vapor actuales resulta en mejoras modestas, el precalentador eleva la producción a 72.33 kW/TonCaña y la turbina de condensación a 74.56 kW/TonCaña. Por último en las mejoras con Nuevas Condiciones de Vapor Vivo, el cambio más significativo se observa al operar con vapor vivo a condiciones más altas (650 Psig, 480°C), con el precalentador, la producción de potencia se dispara a 88.46 kW/TonCaña, un aumento del 26.48 % respecto al escenario base. El escenario más favorable es el de la turbina de condensación con vapor vivo mejorado, que alcanza los 89.50 kW/TonCaña, representando el máximo de producción entre todas las alternativas y un incremento del 27.97 % sobre la condición actual. Estos resultados demuestran que, aunque las modificaciones tecnológicas (precalentador, turbina de condensación) aportan mejoras, el factor determinante para maximizar la producción de potencia es la mejora de las condiciones del vapor de entrada a la turbina (mayor presión y temperatura), lo que permite una mayor caída de entalpía y, por ende, un mayor trabajo extraído.

La potencia exportada (barras de color gris claro) es quizás el indicador más crítico desde una perspectiva económica, ya que representa la energía excedentaria que puede ser vendida a la red, generando ingresos adicionales. En el escenario Base, la planta actual tiene una capacidad de exportación limitada de 8.61 kW/TonCaña. El escenario con Precalentador y Condiciones de Vapor Vivo (650 Psig, 480°C), ya muestra un aumento drástico, triplicando la capacidad de exportación a 27.14 kW/TonCaña; Esto indica que el aumento en la generación total es significativamente mayor que cualquier posible aumento en el autoconsumo de la planta. Y el escenario con Turbina de Condensación y Condiciones de Vapor Vivo (650 Psig, 480°C), es por un margen considerable, el escenario más destacado; La potencia exportable alcanza 38.24 kW/TonCaña, lo que representa un incremento superior al 340 % en comparación con la planta actual. La implementación de una turbina de condensación operando con vapor a alta presión y temperatura es la estrategia más efectiva para transformar la planta de un sistema de autoconsumo con excedentes modestos a una unidad de negocio con una alta capacidad de generación y venta de energía. Este cambio tiene el potencial de alterar fundamentalmente el modelo de negocio del ingenio.

El rendimiento total (línea azul oscuro) mide la eficiencia con la que se aprovecha la energía contenida en el combustible (bagazo) para producir tanto energía térmica útil (vapor de procesos) como energía eléctrica. Se observa una correlación directa entre las mejoras implementadas y el aumento de la eficiencia del ciclo. El rendimiento pasa de un 78.88 % en la planta actual a un máximo de 81.87 % en el mejor escenario. Analizando dichos escenarios Las mejoras bajo condiciones actuales de vapor ofrecen ganancias marginales de eficiencia, hasta 79.59 %, y los escenarios que utilizan vapor vivo a 650 Psig y 480°C logran los mayores rendimientos; El precalentador eleva la eficiencia a 81.71 %, y la turbina de condensación la lleva al pico de 81.87 %. El aumento de casi 3 puntos porcentuales en la eficiencia total es termodinámicamente significativo. Demuestra que las modificaciones no solo aumentan la producción de electricidad, sino que lo hacen de una manera más eficiente, aprovechando mejor la energía primaria del bagazo. El escenario de turbina de condensación con vapor vivo mejorado no solo produce más, sino que es el más eficiente en hacerlo.

La gráfica 7.32 complementa el análisis anterior al presentar los resultados en términos de potencia absoluta (kW) en lugar de potencia específica. Estos valores representan la capacidad de generación total de la planta bajo cada escenario, ofreciendo una perspectiva directa sobre la magnitud de la producción eléctrica y su impacto operativo y comercial. Se evalúan: la Producción de Potencia Total [kW], la Potencia Exportada [kW]; Los datos de estos indicadores se reportan en la Tabla 6.12

y la Tabla 6.13 denominados respectivamente como Generación de energía y Energía Excedente. Y también el Rendimiento de Generación [%], cuyo dato se obtiene de la ecuación 3.4.

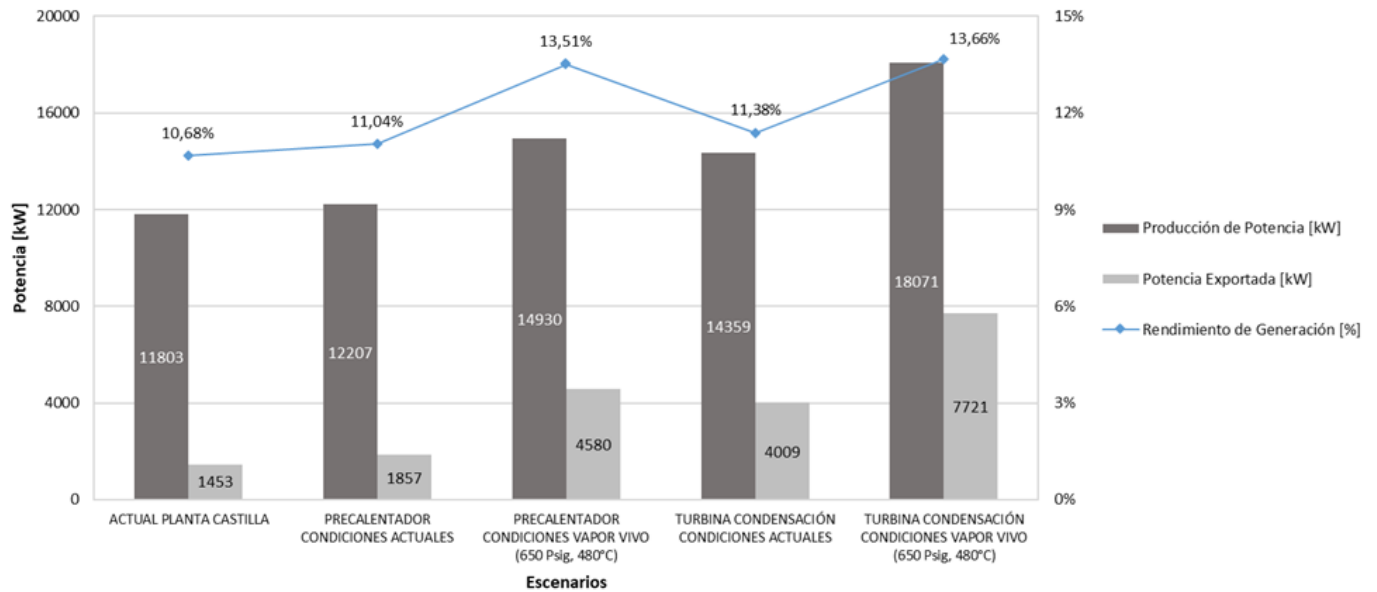


Figura 7.32: Resultados de la producción de potencia de los escenarios en relación con el escenario actual.

La capacidad de generación eléctrica bruta de la planta (barras de color gris oscuro), muestran como escenario base, una capacidad de generación de 11,803 kW. La adición de un precalentador o una turbina de condensación con las condiciones de vapor actuales genera aumentos moderados, alcanzando 12,207 kW y 14,359 kW, respectivamente. La combinación de una turbina de condensación con vapor vivo a 650 Psig y 480°C eleva la producción de potencia total a 18,071 kW. Esto representa un incremento del 53.1 % sobre la capacidad actual de la planta.

En la potencia exportada (barras de color gris claro), la capacidad de exportación actual es de solo 1,453 kW. Todos los escenarios muestran un aumento en la potencia exportada, sin embargo, el salto más grande ocurre en los escenarios con condiciones de vapor mejoradas. El escenario de la turbina de condensación con vapor vivo mejorado dispara la potencia exportable a 7,721 kW, esto es más de 5 veces la capacidad actual, representando un aumento ampliamente significativo del 431 %.

El rendimiento de generación (Línea azul), mide la eficiencia con la que la energía térmica del bagazo se convierte en energía eléctrica. El escenario base tiene una eficiencia de 10.68 %. El rendimiento más alto se logra en el escenario de turbina de condensación con vapor vivo mejorado, alcanzando un 13.66 %. Esto es lógico, ya que con una mayor caída de entalpía y una tecnología de turbina más adecuada (condensación) se permite una conversión de energía más eficiente. Es interesante notar que el escenario “Precalentador con Vapor Vivo” (13.51 %) tiene una eficiencia superior a la “Turbina Condensación con Condiciones Actuales” (11.38 %), y significa que la calidad del vapor es un factor más determinante para la eficiencia de generación que la tecnología de la turbina por sí sola. La máxima eficiencia de generación se logra cuando la tecnología óptima (turbina de condensación) se combina con las condiciones de operación para las que fue diseñada (vapor de alta calidad).

7.2. Conclusiones

1. Se cumple satisfactoriamente el objetivo general del proyecto. Para lograrlo, se caracterizó la operación actual del ciclo Rankine de cogeneración, se desarrollaron modelos conceptuales que incluían un precalentador, una turbina de condensación, y se estimaron los costos asociados. El análisis de resultados permitió comparar los escenarios y definir una ruta conceptual clara para la modernización, cumpliendo así con el propósito central de la investigación.
2. Se demuestra que la implementación conceptual de un precalentador de agua de alimentación es una mejora rentable que no requiere consumo de combustible adicional. Bajo las condiciones de vapor vivo mejoradas (650 Psig y 480°C), este modelo incrementa la producción de potencia en un 26,48 % respecto a la base actual, generando un beneficio neto proyectado de \$6,3 mil millones COP/año.
3. Se opta por no usar el intercambiador de calor bajo las condiciones iniciales de venta de bagazo en este caso particular, debido a que en un inicio se buscó aumentar la venta del bagazo excedente con el uso del precalentador, si bien el consumo específico aumentó, no se garantizan las libras de vapor escape por tonelada de caña del vapor escape, variable que es primordial para el correcto funcionamiento en los procesos de elaboración del ingenio azucarero.
4. Se determina que la integración de una turbina de condensación acoplada a la modernización del ciclo es la solución técnica superior. Este modelo permite disparar la potencia exportable de 1.453 kW a 7.721 kW, logrando el mayor rendimiento termodinámico del ciclo (81,87 %) y maximizando la capacidad de generación eléctrica por tonelada de caña procesada.
5. La estimación de costos confirma que la inversión en mejores condiciones de vapor es financieramente rentable. El escenario más avanzado genera ingresos adicionales por venta de electricidad de \$12,6 mil millones COP/año, lo que compensa ampliamente la reducción de ingresos por venta de bagazo sobrante, resultando en un beneficio neto de \$7,3 mil millones COP/año sobre la operación actual. Aunque la validación financiera final depende del cálculo del retorno de inversión (ROI) considerando el CAPEX real de la empresa, la alta rentabilidad operativa demostrada en este estudio proyecta un escenario de viabilidad económica favorable para dicha inversión.

Capítulo 8. Trabajos Futuros

1. El presente estudio se centró en la evaluación del rendimiento del ciclo de Rankine de co-generación mediante un análisis de eficiencia energética basado en la primera ley de la termodinámica. Si bien esta metodología fue adecuada para determinar la conversión total de energía, no evalúa la calidad de la energía ni diferencia entre las pérdidas de energía útiles y las irreversibilidades inherentes al proceso.

Se reconoce que un análisis exergético, fundamentado en la segunda ley de la termodinámica, proporcionaría una comprensión más profunda del rendimiento real del sistema. Este tipo de análisis es fundamental para identificar las fuentes de ineficiencia y las pérdidas de potencial de trabajo, permitiendo optimizar cada componente del ciclo. Por lo tanto, se recomienda que un estudio futuro se aborde este análisis para identificar y cuantificar las irreversibilidades en equipos clave como las calderas, las turbinas, los procesos de elaboración, bombas, precalentadores y desaireadores. Esto no solo complementaría los hallazgos de este proyecto, sino que también ofrecería una base sólida para propuestas de mejora y diseño optimizado.

2. Se recomienda realizar una fase posterior de evaluación financiera que integre los resultados operativos de este estudio con un análisis riguroso de Costos de Capital (CAPEX).

Esta fase futura deberá:

- Levantar cotizaciones formales de la turbina de condensación de 10 MW y equipos auxiliares (bombas, tuberías) con proveedores homologados.
- Integrar los costos de obra civil y montaje electromecánico utilizando los tabuladores internos de la empresa (actualmente restringidos por confidencialidad).
- Calcular indicadores financieros determinantes como la Tasa Interna de Retorno (TIR) y el Valor Presente Neto (VPN).

Este estudio complementario es el paso final necesario para transformar la viabilidad técnica y operativa aquí demostrada en un plan de inversión corporativo aprobado.

3. La metodología y los resultados obtenidos en este trabajo de grado proporcionan una base sólida para la formulación de proyectos de inversión específicos, siendo un ejemplo la realización de un estudio de viabilidad para la repotenciación de la caldera DZ y la implementación de una nueva unidad de generación, esta sería una aplicación directa y de alto impacto, como se puede visualizar en la Figura 8.34.

Este proyecto consideraría los siguientes puntos clave:

- **Repotenciación de la Caldera:** Aumentar la capacidad de generación de vapor de la

caldera DZ de su valor nominal de 250000 lb/h a 300000 lb/h. Este incremento del 20 % en el flujo másico de vapor es el primer paso para aumentar la capacidad de generación eléctrica.

- **Mejora de Condiciones de Operación:** Elevar las condiciones del vapor generado a las estudiadas en el escenario óptimo de 650 Psig y 480°C.
- **Implementación de Nueva Turbina:** Instalar una turbina de condensación de 10 MW, diseñada específicamente para operar con las nuevas condiciones de vapor y maximizar la generación de electricidad para la venta.

Aplicando la lógica de los resultados ya analizados, se pueden proyectar los siguientes resultados:

- **Aumento Sustancial de la Generación Total:** El incremento del 20 % en el flujo de vapor, sumado a la mayor eficiencia del ciclo, podría elevar la capacidad de generación total de la planta desde los 18071 kW del escenario óptimo a cifras cercanas a los 22000 kW. Ver Tabla 8.14.
- **Maximización de la Exportación de Energía:** La instalación de una turbina de condensación de 10 MW se alinea perfectamente con la capacidad de exportación calculada en el mejor escenario (6946 kW). Esto permitiría no solo alcanzar, sino garantizar un despacho de energía firme y constante a la red, materializando el potencial de ingresos. Ver Figura 8.36.

References

- [1] Riopaila Castilla S.A. “Grupo Agroindustrial Riopaila Castilla”. En: (2025). URL: <https://www.riopaila-castilla.com/>.
- [2] João Paulo Macedo Guerra et al. “Thermodynamic and Environmental Analysis of Scaling up Cogeneration Units Driven by Sugarcane Biomass to Enhance Power Exports”. En: *Energies* 11 (2018), pág. 73. URL: <https://doi.org/10.3390/EN11010073>.
- [3] Marco Antonio Velasco Peña, Pedro Mendez y Dionisio Humberto Malagón Romero. “Energy and exergy analysis of the cogeneration system at a sugar mill”. En: *Encuentro Internacional de Educación en Ingeniería* (2024). URL: <https://doi.org/10.26507/paper.3667>.
- [4] João Paulo Macedo Guerra et al. “Comparative analysis of electricity cogeneration scenarios in sugarcane production by LCA”. En: *Int J Life Cycle Assess* 19 (2014), págs. 814-825. URL: <https://doi.org/10.1007/s11367-014-0702-9>.
- [5] Juan Sebastián Lozano Veléz et al. “Análisis de la propuesta regulatoria resolución Creg 176 de 2016 sobre transporte de energía reactiva relacionada con la cogeneración y autogeneración caso: Ingenio Riopaila Castilla SA”. Tesis de mtría. Universidad Autónoma de Occidente, 2017.
- [6] Sarah Patricia Gama Páez, Laura Victoria Zapata Loaiza, Cesar Armando Olaya Velandia et al. “Montaje de las partes a presión para una caldera de 150t/h dentro del proyecto de cogeneración propiedad del Ingenio Riopaila SASESP”. En: (2018).
- [7] Xando Felipe Galán Riveros. “Potencial energético de la biomasa residual agrícola en Colombia”. En: (2016).
- [8] Maria Fanny Castro Arbeláez y Johyner Obregón Morales. “Relación gobernaza y politicas de sostenibilidad en el sector bioenergético del Valle del Cauca”. En: *Semestre Económico* 23.55 (2020), págs. 67-86.
- [9] Raashi Bhutani et al. “Design of a cogeneration plant for sugar industries using renewable energy resources”. En: *Journal of Statistics and Management Systems* 23 (2020), págs. 181-190. URL: <https://doi.org/10.1080/09720510.2020.1721637>.
- [10] Adriano Viana Ensinas et al. “ANALYSIS OF COGENERATION SYSTEMS IN SUGAR CANE FACTORIES - ALTERNATIVES OF STEAM AND COMBINED CYCLE POWER PLANTS”. En: 2006. URL: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:14613185>.
- [11] Kolar Seenappa Venkatesh y Aashis S. Roy. “Development and Installation of High Pressure Boilers for Co-Generation Plant in Sugar Industries”. En: *Smart Grid and Renewable Energy* 2010 (2010), págs. 51-53. URL: <https://doi.org/10.4236/SGRE.2010.11008>.
- [12] Somchart Chantasiriwan. “Improving Energy Efficiency of Cogeneration System in Cane Sugar Industry by Steam Dryer”. En: *Chemical engineering transactions* 87 (2021), págs. 511-516. URL: <https://doi.org/10.3303/CET2187086>.

- [13] Lars Waldheim, M. Monis y M. Regis Verde Leal. “Biomass Power Generation: Sugar Cane Bagasse and Trash”. En: *Progress in Thermochemical Biomass Conversion* (2008), págs. 509-523. URL: <https://doi.org/10.1002/9780470694954.CH41>.
- [14] Assefa Alena y Omprakash Sahu. “Cogenerations of energy from sugar factory bagasse”. En: 2013. URL: <https://doi.org/10.11648/J.AJEE.20130102.11>.
- [15] J.B. Kitto y S.C. Stultz. *Steam: Its Generation and Use*. The Babcock & Wilcox Company, 2005.
- [16] Cengel Y. A. Boles M. A. *Termodinámica*. México D.F: McGraw-Hill., 2011.
- [17] Y. A. Cengel. *Transferencia de calor y masa. 4ta ed.* McGraw-Hill., 2014.
- [18] Carlos Alderetes. *Calderas a Bagazo – Proyecto, operación y mantenimiento*. Impreso en Argentina, 2016.
- [19] Arbey Carvajal, Adolfo L. Gómez y Carlos O. Briceño. *ESTIMATION OF THE HEATING VALUE OF BAGASSE BLENDED WITH DIFFERENT QUANTITIES OF TRASH AS A BIOMASS FUEL*. Cenicaña, 2005.
- [20] F. White. *Fluid Mechanics*. 7th. McGraw Hill, 2011.
- [21] ASHRAE. *CHAPTER 7, COGENERATION SYSTEMS AND ENGINE AND TURBINE DRIVES*. 2000 ASHRAE Systems y Equipment Handbook, 2000.
- [22] Hugot. *Handbook of Cane Sugar Engineering*. 3rd ed. Amsterdam: Elsevier, 1986.
- [23] Michael J Moran et al. *Fundamentals of engineering thermodynamics*. John Wiley & Sons, 2010.
- [24] Cenicaña. “Centro de investigación de la caña de azúcar de colombia”. En: (2025). URL: <https://www.cenicana.org/>.
- [25] UPME / FunNatura. “CONSULTORÍA TÉCNICA PARA EL FORTALECIMIENTO Y MEJORA DE LA BASE DE DATOS DE FACTORES DE EMISIÓN DE LOS COMBUSTIBLES COLOMBIANOS- FECOC”. En: (2016). URL: https://app.upme.gov.co/Calculadora_Emisiones1/new/Informe_Final_FECOC_Correcciones_UPME_FunNatura.pdf.

Anexos

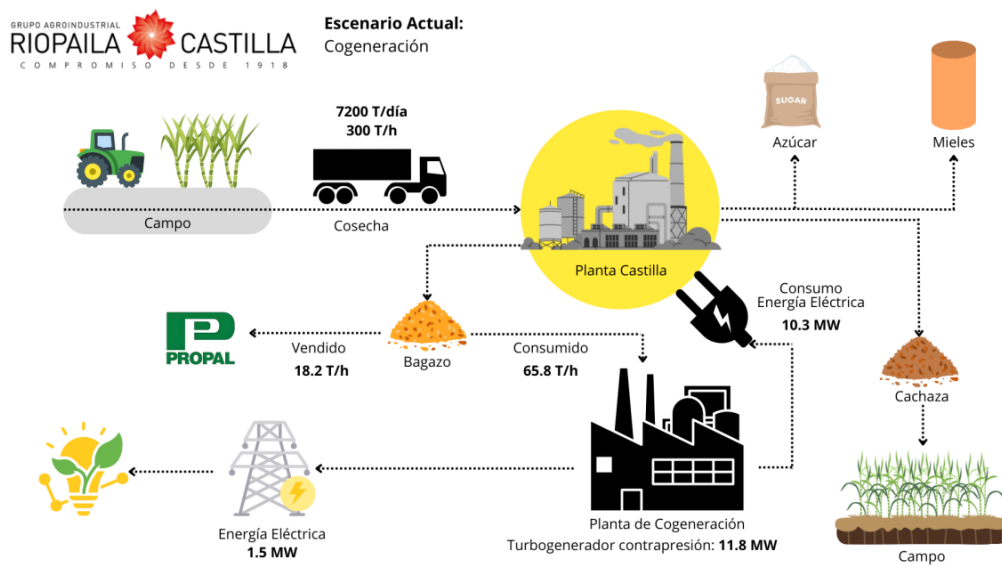


Figura 8.33: Esquema de escenario actual del ingenio con 300 TCH.

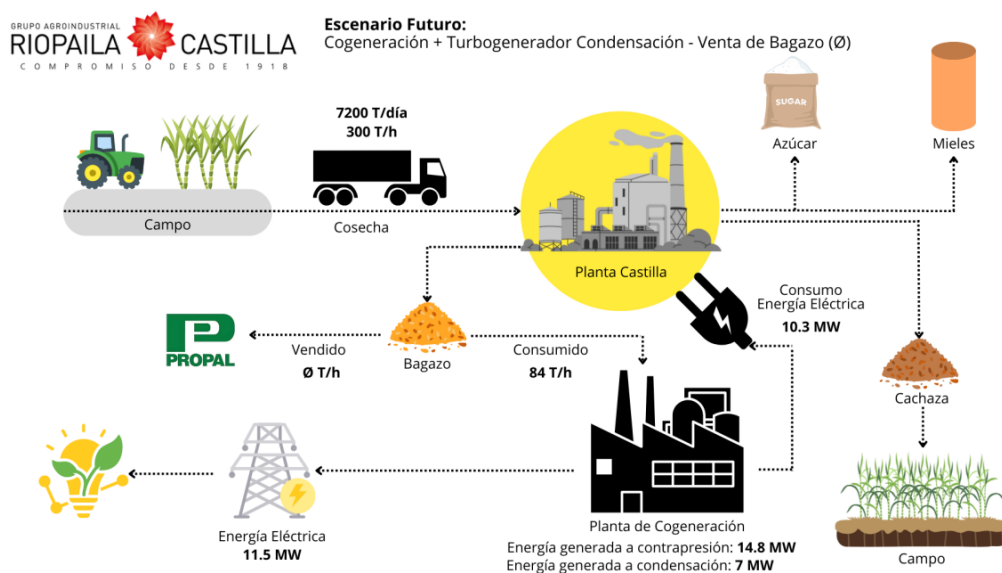


Figura 8.34: Esquema de escenario futuro del ingenio con 300 TCH.

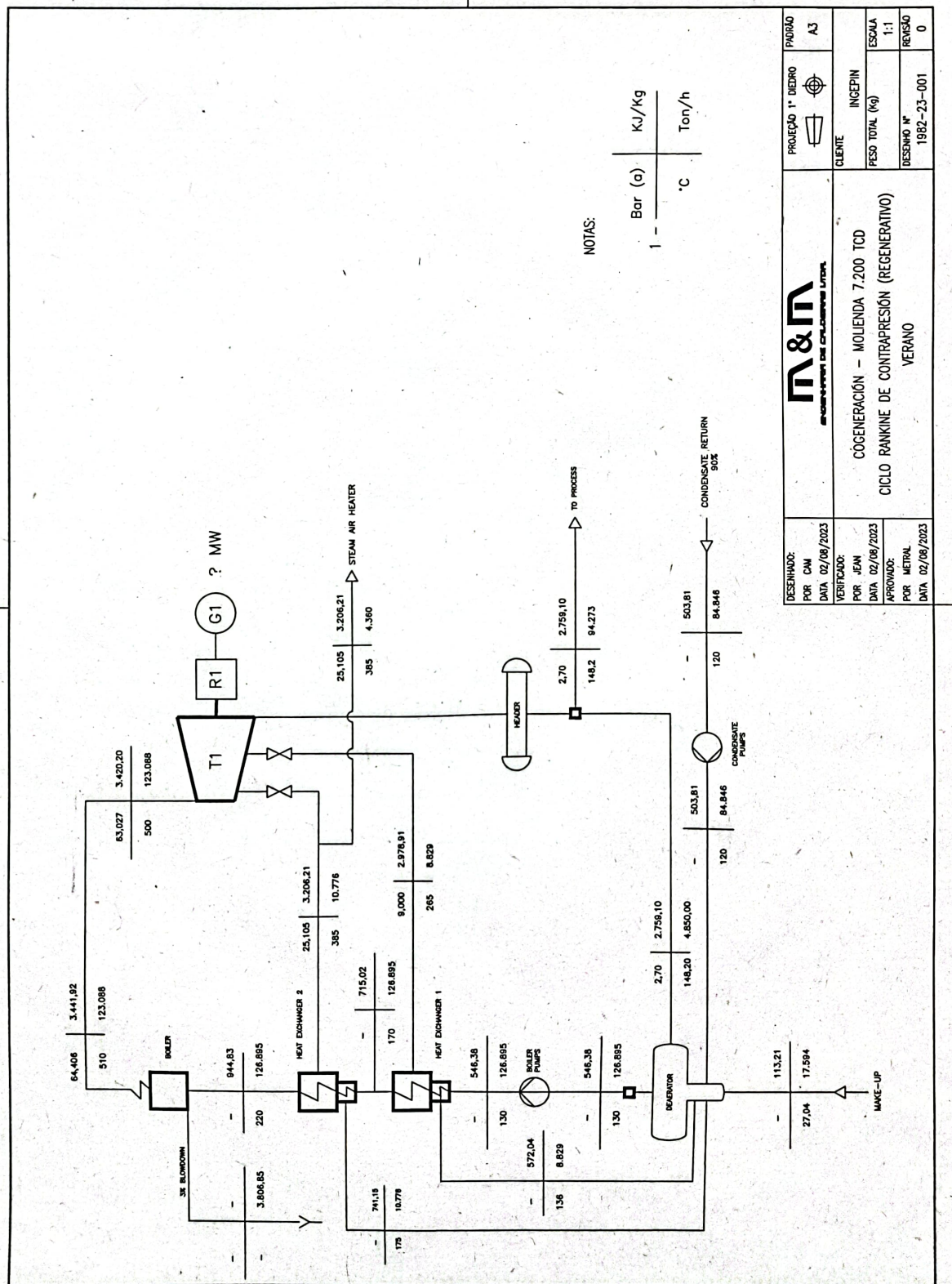


Figura 8.35: Balance térmico de cogeneración de un ingenio azucarero de 7200 TCD.

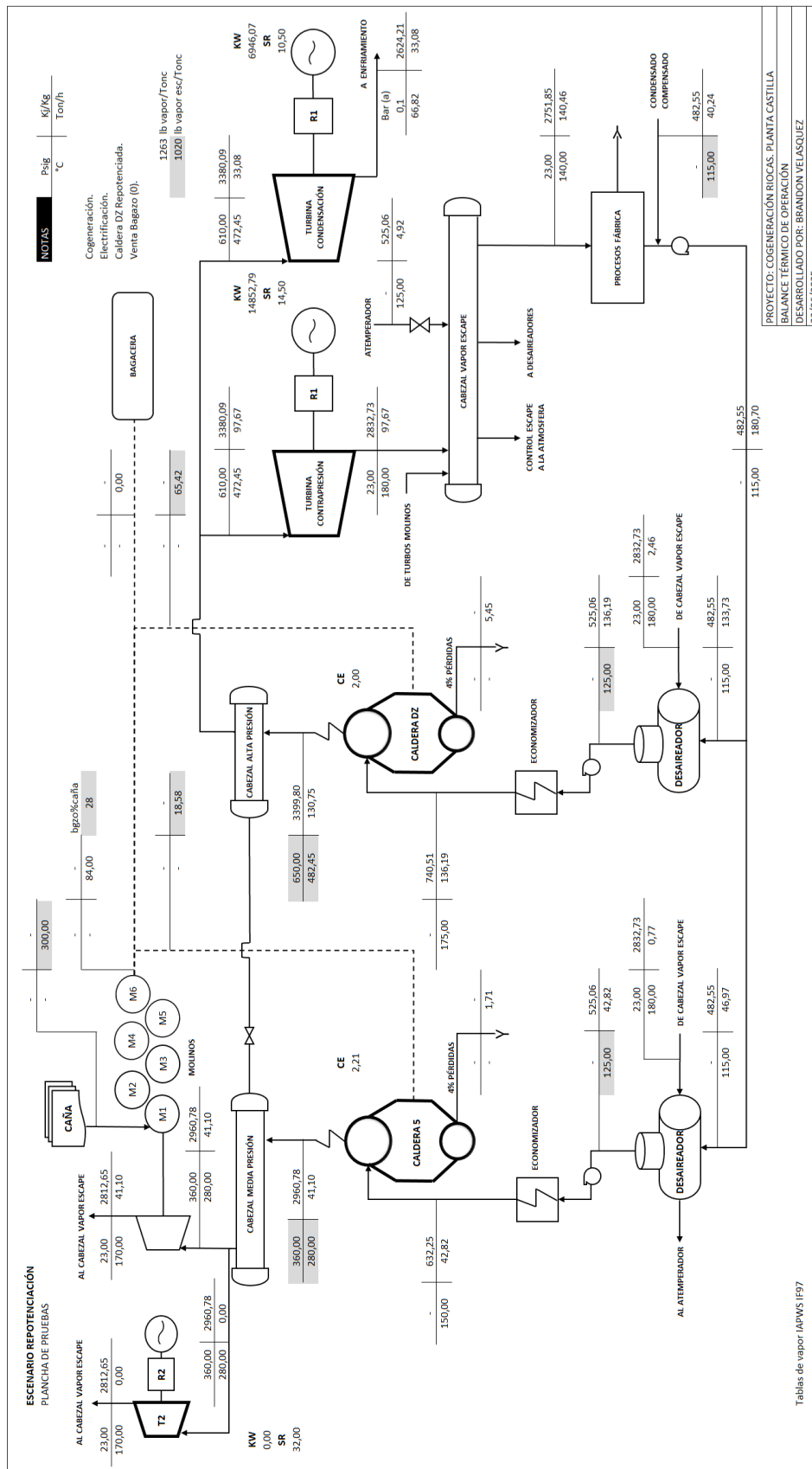


Figura 8.36: Balance térmico de operación - Escenario Caldera DZ Repotenciada.

Tabla 8.14:
Balance de costos en escenario de repotenciación.

		ESC ACTUAL	ESC REPOT	
1	Molienda	Ton c/día	7.200,00	7.200,00
2	Molienda	Ton c/h	300	300
3	Tiempo de producción	días	280	280
4	Bagazo % Caña	%	28,00	28,00
5	Bagazo disp	Ton/día	2.016,00	2.016,00
6	Bagazo disp	Ton/h	84,00	84,00
7	Consumo de vapor escape	lb/Ton c	1.030,00	1.020,00
8	Consumo de vapor	Ton/h	140,14	171,85
9	Generación vapor Cald 6	Ton/h	99,03	130,75
10	Generación vapor Cald 5	Ton/h	41,10	41,10
11	Consumo específico Cald 6		2,10	2,00
12	Consumo específico Cald 5		2,21	2,21
13	Consumo de Bagazo	Ton/h	65,84	84,00
14	Bagazo Excedente	Ton/h	18,16	0,00
15	Bagazo Excedente	Ton/año	122.032,78	0,00
				Precio Ton Bgz \$ 85.000,00 COP
16	Generación de energía	kw/Ton c	39,34	72,66
17	Generación de energía	kw/h	11.803,45	21.798,85
18	Consumo de energía	kw/Ton c	34,50	34,50
19	Consumo de energía	kw/h	10.350,00	10.350,00
20	Energía Excedente	kw/h	1.453,45	11.448,85
				Precio kw \$ 300,00 COP
	\$ Energía / año	\$ 2.930.156.088,27	\$ 23.080.889.897,18	
	\$ Bagazo / año	\$ 10.372.786.243,87	\$ 0,00	
	Total en Venta / año	\$ 13.302.942.332,14	\$ 23.080.889.897,18	
	Diferencia venta de Energía	\$ 20.150.733.808,91		
	Diferencia consumo Bagazo	\$ 10.372.786.243,87		
	Venta de energía - Consumo Bgz	\$ 9.777.947.565,04		
BALANCE DE COSTOS EN ESCENARIOS				
DESARROLLADO POR: BRANDON VELASQUEZ				
23/06/2025				