



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERÍA

**PREDECIR MEDIANTE EL ANÁLISIS EXERGÉTICO LA TECNOLOGÍA
ADECUADA DE COGENERACIÓN PARA LA OPTIMIZACIÓN DE LA
PLANTA AZUCARERA SAN JACINTO**

Tesis Presentada Para Obtener El Título De
Ingeniero en Energía

Autor

Luis Abanto Vásquez Acuña.

Asesor

Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz

Julio 2017.

Copyright © 2017 por Luis Abanto Vásquez Acuña. Todos los derechos reservados.

Dedicatoria

iii

*A mis padres y hermanos
que a lo largo de este difícil reto,
me brindaron su fortaleza y confianza.*

El presente Proyecto de Investigación: “**PREDECIR MEDIANTE EL ANÁLISIS EXERGÉTICO LA TECNOLOGÍA ADECUADA DE COGENERACIÓN PARA LA OPTIMIZACIÓN DE LA PLANTA AZUCARERA SAN JACINTO**”, elaborado por el alumno VÁSQUEZ ACUÑA LUIS ABANTO, para obtener el título de Ingeniero en Energía en la Escuela Académico Profesional de Ingeniería en Energía de la Universidad Nacional del Santa, el cual ha sido evaluado y considerado que está APTO para ser sustentado.

Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz

01 de Julio de 2017 - Nuevo Chimbote

Conformidad del jurado

v

El presente Proyecto de Investigación: “**PREDECIR MEDIANTE EL ANÁLISIS EXERGÉTICO LA TECNOLOGÍA ADECUADA DE COGENERACIÓN PARA LA OPTIMIZACIÓN DE LA PLANTA AZUCARERA SAN JACINTO**”, elaborado por el Bachiller VÁSQUEZ ACUÑA LUIS ABANTO, para obtener el título de Ingeniero en Energía en la Escuela Académico Profesional de Ingeniería en Energía de la Universidad Nacional del Santa, tiene la aprobación del jurado calificador. (N° 009-2017-UNS-CFI).

Ing. Julio Escate Ravello
Integrante

Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz
Integrante

Mg. Robert Guevara Chinchayán
Presidente

05 de Julio de 2017 - Nuevo Chimbote

El presente informe de proyecto de investigación, realizado en el ingenio azucarero San Jacinto SAA, se basó en el análisis exergético de la planta de cogeneración, específicamente para predecir la tecnología adecuada de cogeneración con la finalidad de optimizar e incrementar la producción de energía de la planta.

Se realizó un balance de energía que permitió conocer demandas de cada área y equipo de la planta actual de cogeneración para luego realizar un análisis y balance de exergía y se optimizó la planta de cogeneración mediante las tecnologías de cogeneración, tecnología de cogeneración con turbina de vapor de contra presión, tecnología de cogeneración con turbina de vapor de condensación, tecnología de gasificación de bagazo y ciclo combinado. Se analizó la utilización del bagazo residual para generar energía de la forma convencional y utilizando gasificación de bagazo.

De esta manera se pudo concluir que, utilizando el bagazo residual en gasificación de bagazo para generar gas de síntesis y utilizarlo en un ciclo combinado para producción de energía eléctrica, es más eficiente que del modo convencional y se logra incrementar la eficiencia exergética y energética de la planta de cogeneración. Se logra generar 10.9 MW adicionales para venta de energía y en cuanto a la rentabilidad de la implementación del proyecto, el periodo de retorno de la inversión es de 5.38 años.

Palabras Clave: *Cogeneración, ciclo combinado, gasificación, bagazo de caña de azúcar.*

The present research project report, made at the San Jacinto sugar mill SAA, was based on the exergetic analysis of the cogeneration plant, specifically to predict the appropriate cogeneration technology with the purpose of optimizing and increasing the energy production of the plant.

An energy balance was made that allowed to know the demands of each area and equipment of the current cogeneration plant, to then carry out an exergy analysis and balance, and the cogeneration plant was optimized by means of cogeneration technologies, cogeneration technology with steam turbine counter pressure, cogeneration technology with condensing steam turbine, bagasse gasification and combined cycle technology. The use of the residual bagasse was analyzed to generate energy in the conventional way and using gasification of bagasse.

In this way it was possible to conclude that, using the residual bagasse in bagasse gasification to generate syngas and to use it in a combined cycle for the production of electric energy, it is more efficient than in the conventional way and it is possible to increase the exergetic and energy efficiency of the cogeneration plant. It is possible to generate an additional 10.9 MW for sale of energy and as for the profitability of the implementation of the project; the period of return of investment is 5.38 years.

Keywords: Cogeneration, combined cycle, gasification, sugarcane bagasse.

Capítulo 1 Introducción	1
1.1. Antecedentes bibliográficos.....	2
1.2. Justificación e importancia	3
1.3. Lugar donde se realiza el proyecto	4
1.4. Delimitación del problema.....	5
1.5. Formulación del problema	5
1.6. Variables	6
1.7. Formulación de la hipótesis	6
1.8. Objetivos	6
1.8.1. Objetivo general.....	6
1.8.2. Objetivos específicos.....	6
Capítulo 2 Marco teórico	8
2.1. Exergía	9
2.2. Trabajo reversible e irreversibilidad	10
2.3. Eficiencia según la segunda ley	11
2.4. Exergía de flujo o corriente.....	12
2.5. Transferencia de exergía por calor.....	13
2.6. Transferencia de exergía por trabajo.....	13
2.7. Transferencia de exergía por masa	14
2.8. Destrucción de exergía.....	14
2.9. Balance de exergía en flujo estacionario	15
2.10. Cogeneración	15
2.11. Tecnologías de cogeneración.....	18
2.11.1. Cogeneración con turbina de gas ciclo simple (TCTG).....	19
2.11.2. Cogeneración con turbina de vapor (TCTV).....	22
2.11.3. Cogeneración con ciclo combinado (TCCC).....	23
2.11.4. Cogeneración con motor alternativo (TCMCI).....	25
2.12. Selección de un sistema de cogeneración	27
2.13. Trigeneración	28
2.14. Relación de cogeneración	29
2.15. Rendimiento eléctrico efectivo	29
2.16. Gasificación	30
2.16.1. Etapas y reacciones de la gasificación.....	32
2.17. Tecnologías de la gasificación	33
2.17.1. Lecho fluidizado de presión compensada.....	33
2.17.2. Tecnología Guascor.....	35
2.17.3. Tecnología Inerco.....	36
2.18. Planta de cogeneración del ingenio.....	37
2.18.1. Recepción de caña y molienda.....	37
2.18.2. Transporte del bagazo.....	39
2.18.3. Planta de agua de alimentación.....	40
2.18.4. Sistema de alimentación de bagazo.....	41
2.18.5. Sistema de inyección de aire.....	42
2.18.6. Sistema de aire primario.....	43

2.18.7. Sistema de evacuación de gases.....	44
2.18.8. Calderas Foster Wheeler.....	46
2.18.9. Elaboración.....	49
2.18.10. Generación de energía.....	52
2.18.11. Ecuaciones para el balance de energía y exergía.....	54
Capítulo 3 Material y método.....	78
3.1. Metodología de investigación.....	78
3.2. Diseño de investigación.....	78
3.2.1. Indicadores de la variable independiente.....	78
3.2.2. Indicadores de la variable dependiente.....	78
3.3. Población.....	79
3.4. Muestra.....	79
3.5. Técnicas de investigación.....	79
3.6. Metodología de trabajo.....	79
3.6.1. Instrumentos.....	80
3.6.2. Trabajo de gabinete.....	80
3.6.3. Análisis y procesamiento de datos.....	80
Capítulo 4 Resultados y discusión.....	82
4.1. Balance de energía por área.....	82
4.1.1. Balance de energía en trapiche.....	82
4.1.2. Balance de energía en elaboración.....	84
4.1.3. Balance en generación de energía eléctrica.....	88
4.1.4. Balance de energía en generación de vapor.....	89
4.2. Balance de exergía.....	92
4.2.1. Balance de exergía del sistema actual.....	92
4.2.2. Análisis de la gasificación de bagazo.....	96
4.2.3. Análisis del ciclo combinado.....	99
4.2.4. Optimización exergética.....	104
4.3. Aspecto económico.....	114
4.4. Discusión.....	116
Capítulo 5 Conclusiones y recomendaciones.....	117
5.1. Conclusiones.....	117
5.2. Recomendaciones.....	119
Capítulo 6 Bibliografía.....	120
Anexos.....	122

Tabla 2.1 Valores mínimos de Rendimiento Eléctrico Efectivo (REE) y relación de energía eléctrica y calor útil (C).	30
Tabla 2.2 Datos relevantes de molienda de caña en preparación y extracción.	38
Tabla 2.3. Condiciones de funcionamiento del turbogenerador TGM de 21MW.	52
Tabla 2.4 Condiciones de funcionamiento del turbogenerador GE de 3MW.	53
Tabla 4.1 Parámetros de funcionamiento y consumos de Turbo-molinos.	83
Tabla 4.2 Balance de materia en extracción de jugo de caña.	84
Tabla 4.3 Parámetros de jugo encalado y clarificado en elaboración.	85
Tabla 4.4 Balance de materia en evaporación.	86
Tabla 4.5 Balance de vapor en evaporación.	87
Tabla 4.6 Parámetros de funcionamiento en el saturador de vapor.	87
Tabla 4.7 Parámetros de funcionamiento y consumo de turbo-generador TGM.	89
Tabla 4.8 Parámetros de funcionamiento y consumo del desaireador térmico.	89
Tabla 4.9 Parámetros de funcionamiento y consumos en calderas.	92
Tabla 4.10 Balance de exergía y eficiencia exergética en cada equipo del sistema.	94
Tabla 4.11 Indicadores de cogeneración del sistema actual.	95
Tabla 4.12 Parámetros de funcionamiento del secador de biomasa (bagazo).	97
Tabla 4.13 Parámetros de funcionamiento del gasificador de bagazo.	98
Tabla 4.14 Características de funcionamiento del compresor del gasificador.	99
Tabla 4.15 Características de funcionamiento del compresor de aire.	100
Tabla 4.16 Características de funcionamiento de la cámara de combustión.	101
Tabla 4.17 Características de funcionamiento de la turbina de gas.	102
Tabla 4.18 Características de funcionamiento del HRSG.	103
Tabla 4.19 Indicadores de la planta de cogeneración optimizada.	113
Anexo 1 Sensores y transmisores de temperatura del sistema scada.	122
Anexo 2 Sensores y transmisores de presión del sistema scada.	123
Anexo 3 Flujómetros y otros sensores del área de energía.	124
Anexo 4 Datos específicos de los molinos de trapiche.	125
Anexo 5 Equipos consumidores de energía del área de preparación de caña.	126
Anexo 6 Equipos consumidores de energía del área de extracción de jugo.	127
Anexo 7 Equipos consumidores de energía del área de elaboración.	128
Anexo 8 Equipos consumidores de energía del área de destilería.	132
Anexo 9 Equipos consumidores de energía del área de generación de vapor.	133
Anexo 10 Equipos consumidores de energía del área de generación de energía eléctrica.	135
Anexo 11 Datos de flujo, temperatura y presión del sistema actual del ingenio.	136
Anexo 12 Exergía de cada punto del sistema actual del ingenio.	138
Anexo 13 Datos de presión, temperatura y flujo de la planta de cogeneración optimizada.	140
Anexo 14 Exergía de cada punto de la planta de cogeneración optimizada.	142
Anexo 15 Balance de exergía de la planta de cogeneración optimizada.	144
Anexo 16 Costos aproximados de inversión del proyecto.	145
Anexo 17 Análisis económico de rentabilidad del proyecto.	146

Figura 2.1 Esquema de cogeneración con turbina de gas ciclo simple.....	21
Figura 2.2 Esquema de cogeneración con turbina de vapor (TV).	23
Figura 2.3 Esquema de cogeneración de energía con ciclo combinado.	25
Figura 2.4 Esquema de cogeneración con motor alternativo de combustión interna (MACI).	26
Figura 2.5 De izquierda a derecha, esquemas de funcionamiento de gasificadores updraft, de lecho fluidizado y downdraft.	32
Figura 2.6 Esquema de funcionamiento de la tecnología de ENAMORA.	34
Figura 2.7 Esquema de funcionamiento de la Tecnología GUASCOR.....	35
Figura 2.8 Esquema de funcionamiento de la tecnología de INERCO.....	37
Figura 2.9 Distribución de agua del ingenio San Jacinto Planta de cogeneración.	40
Figura 2.10. Resumen de la potencia instalada por área de planta de ASJ SAA.....	53
Figura 4.1. Potencia mecánica demandada por los molinos en trapiche.	82
Figura 4.2. Resumen de potencia consumida por área de la planta.	88
Figura 4.3. Resumen de consumo de vapor en área de calderas.....	90
Figura 4.4. Resumen del flujo de vapor por área.....	91
Figura 4.5 Ratio de destrucción de exergía los componentes del sistema actual.	95
Figura 4.6 Perfil de temperaturas para el diseño del HRSG.....	104
Figura 4.7 Demanda y oferta eléctrica proyectada.	105
Figura 4.8 Variación del consumo específico de energía eléctrica de planta.	106
Figura 4.9 Variación del consumo específico de vapor en la planta.	106
Figura 4.10 Variación de la eficiencia energética y exergética.	107
Figura 4.11 Exceso de energía respecto de la implementación de las tecnologías.....	108
Figura 4.12 Eficiencias de planta respecto de la implementación de las tecnologías.....	109
Figura 4.13 Eficiencia exergética de planta respecto del bagazo residual utilizado en TCTGGB.	109
Figura 4.14 Exceso de energía generada utilizando la tecnología TCTGGB.....	110
Figura 4.15 Eficiencias de la planta de cogeneración.....	112
Figura 4.16 Potencia eléctrica máxima generada en planta.....	112
Figura 4.17 Indicadores energéticos de la planta de cogeneración.....	114
Anexo 18 Diagrama de flujo de la planta de cogeneración actual.....	147
Anexo 19 Balance de energía del ingenio del sistema actual.	148
Anexo 20 Balance de exergía del sistema actual elaborado con software EES.....	149
Anexo 21 Diagrama de implementación de la tecnología de gasificación y ciclo combinado...	150
Anexo 22 Diagrama de balance de exergía de la planta de cogeneración optimizada.	151

Capítulo 1

Introducción

El sector industrial es uno de los sectores con mayor crecimiento en nuestro país y en el mundo, y cada vez demanda mayor energía primaria, y esto lo convierte en uno de los sectores con prioridad de atención en cuanto a temas de eficiencia energética, para la utilización eficaz de los recursos energéticos como el petróleo, gas natural, carbón y la biomasa del bagazo, energía primaria de los ingenios azucareros.

Las investigaciones constantes permiten la diversificación de tecnologías en cuanto a eficiencia energética, como es la cogeneración de la energía, se tienen alternativas que pueden ayudar con el objetivo de optimizar las plantas de los ingenios azucareros, previo análisis con la primera ley de la termodinámica, se realiza el balance de energía y materia para conocimiento de demandas y eficiencias.

La segunda ley de la termodinámica, proporciona detalles de las pérdidas de oportunidades para generar trabajo, lo que lleva a tener una mejor visión para la mejora y mediante el análisis exergético se puede obtener información de sumideros de exergía, es decir de equipos que tienen poca disponibilidad o capacidad para generar trabajo y destruyen exergía.

Por lo tanto este trabajo de investigación se basa en el análisis exergético para optimizar la planta de cogeneración con la ayuda de las tecnologías disponibles de cogeneración, como ciclo combinado y gasificación de bagazo.

1.1. Antecedentes bibliográficos

Sanz Amaya (2014) “Análisis y optimización exergética de una planta de cogeneración para la industria azucarera” determina entre varios esquemas de cogeneración cual es el óptimo exergéticamente, maximizando la energía eléctrica a partir de la generación de vapor, se usa para ello un análisis exergético basado en la primera y segunda ley de la termodinámica a los componentes del sistema de cogeneración, los esquemas proponen elevar la presión y temperatura de generación.

Quispe Chanampa (2010) “Análisis energético de un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación para la industria azucarera” evalúa alternativas para mejorar el rendimiento de los sistemas, cogeneración con turbina de vapor a partir de un análisis energético y con un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación de bagazo, con lo cual la segunda alternativa puede llegar a producir hasta el triple de trabajo neto que la primera alternativa, ya que convierte la biomasa en combustible gaseoso.

Sánchez y Quesquén (2015) “Evaluación de los procesos energéticos para su optimización en la ampliación de molienda en el ingenio San Jacinto” determina, mediante una evaluación de los procesos energéticos y una ampliación de molienda de 3000 a 4500 toneladas de caña por día, el modelo más eficiente de operación el cual consiste en la sustitución de las turbinas de vapor de accionamiento mecánico por motores eléctricos en el área de trapiche y calderas, instalación de una nueva caldera, instalación de un ciclo combinado con gasificación de bagazo, lográndose obtener un excedente de energía eléctrica para su venta.

Val Gento y Giraldo (2010) explica en “Planta de cogeneración mediante gasificación de biomasa residual” donde explica la utilización del proceso de gasificación de biomasa seleccionando un gasificador de lecho burbujeante debido a que presenta ventajas, como el excelente contacto solido-gas y altas velocidades de reacción, el gas final es utilizado para generar 1440 kW mediante un motor de combustión interna.

Molina Ducardo (2015) “Modelación matemática basada en análisis exerético de una caldera bagacera” propone una metodología para realizar un balance de exergía en una caldera bagacera de una planta de cogeneración de 34 MW, para determinar la destrucción de exergía en cada componente de la misma, permitiendo así identificar los equipos que tienen mayor destrucción de exergía.

1.2. Justificación e importancia

El constante incremento de la demanda energética en los distintos sectores productivos del país y el agotamiento de las fuentes convencionales de energía, siendo un recurso indispensable para el crecimiento económico del país, obligan a investigar e implementar tecnologías más eficientes y optar por las no convencionales o renovables, como por ejemplo, la energía fotovoltaica, la energía eólica, la energía de la biomasa del bagazo de la caña de azúcar. Este último se aprovecha en los ingenios azucareros como fuente primaria para su combustión en generadores de vapor o calderas, sin embargo este recurso puede ser aprovechado de forma más eficiente que la convencional, como por ejemplo implementando la

tecnología de gasificación del bagazo para generación de energía eléctrica en un ciclo combinado.

La empresa Agroindustrias San Jacinto SAA, actualmente satisface su demanda de energía eléctrica y térmica, pero su proyección a largo plazo es incrementar su molienda y por tanto su producción de azúcar, por lo cual se verá en la obligación de incrementar su producción de energía eléctrica y térmica.

Por lo tanto se justifica este trabajo de investigación para entender de qué manera se comportaría el ingenio San Jacinto implementando las diferentes tecnologías disponibles de cogeneración y ver la posibilidad de optimizar el ciclo o tecnología de cogeneración más eficiente exergéticamente.

1.3. Lugar donde se realiza el proyecto

El proyecto se realiza en el ingenio azucarero Agroindustrias San Jacinto S.A.A. perteneciente al Grupo Gloria a partir del 2009. La empresa se ubica en la localidad de San Jacinto en la Av. Santa s/n a 405 km. Al norte de Lima, en el distrito de Nepeña, provincia del Santa, departamento de Ancash. Geográficamente se ubica en las coordenadas 9.14° latitud sur, 78.27 longitud oeste. A una altitud de 266 msnm.

La actividad económica de la empresa Agroindustrias San Jacinto S.A.A. es la producción de azúcar comercial, azúcar rubia doméstica, blanca doméstica, alcohol etílico rectificado.

En la fábrica se muelen cerca de 1 millón de toneladas de caña anualmente, en 300 días efectivos de molienda aproximadamente (días de zafra). Cuenta con una

capacidad diaria de molienda de aproximadamente 4 000 toneladas de caña, y una producción de aproximadamente 6 000 bolsas de azúcar rubia de 50 kg.

1.4. Delimitación del problema

La fuente principal y primaria de energía del ingenio azucarero San Jacinto es la biomasa, el cual es denominado comúnmente como bagazo y es producto de la fibra de la caña de azúcar molida, este recurso se deriva directamente para la combustión en los generadores de vapor o caldera, los generadores de vapor distribuyen el vapor para las turbinas, para producir energía eléctrica y trabajo mecánico, estas turbinas son del tipo contrapresión y derivan el vapor a menor presión y temperatura para los procesos en el área de elaboración o evaporación para el procesamiento del azúcar de esto se obtiene el condensado y vapor vegetal, producto de la evaporación del agua contenida en el jugo para que nuevamente sea recirculado hacia las calderas o generadores de vapor, completándose así el ciclo de cogeneración. Sin embargo la distribución y aprovechamiento de la energía es poco eficiente a lo largo de todo el ciclo, se generan problemas de excesos de demanda de vapor en el área de elaboración y destilería porque no se realiza un uso racional del recurso en estas áreas. Aun cuando los generadores de vapor trabajan a plena carga o máxima capacidad se tiene un exceso de energía primaria o bagazo, el cual es destinado para su venta o derivado hacia los cultivos para su aprovechamiento como abono.

1.5. Formulación del problema

¿En qué forma mediante un análisis exergético nos permitirá determinar la tecnología adecuada de cogeneración?

1.6. Variables

- Variable Independiente: Análisis exergético
- Variable Dependiente: Tecnología adecuada de cogeneración

1.7. Formulación de la hipótesis

Mediante el análisis exergético se puede determinar la tecnología adecuada de cogeneración para obtener un mejor aprovechamiento de la energía con el sistema TCTGGB (Tecnología de cogeneración con turbina de gas y gasificación de bagazo) que a diferencia de los sistemas TCTVCE y TCTVCP (Tecnología de cogeneración con turbina de condensación extracción y Tecnología de cogeneración con turbina de vapor a contra presión, respectivamente), se logra optimizar en 3% respecto a la eficiencia del ciclo.

1.8. Objetivos

1.8.1. Objetivo general.

Realizar un análisis exergético para la optimización operativa del ingenio San Jacinto mediante la tecnología adecuada de cogeneración.

1.8.2. Objetivos específicos.

- Realizar un balance de energía de la planta para determinar la demanda de cada etapa de producción energética.
- Realizar un análisis exergético para determinar la exergía disponible y destruida de cada etapa del sistema actual, aplicando las tecnologías disponibles de cogeneración.

- Optimizar exergeticamente el sistema actual con las tecnologías disponibles de cogeneración.
- Proponer un sistema de cogeneración eficiente para el ingenio azucarero San Jacinto.

Capítulo 2

Marco teórico

El creciente conocimiento acerca de que los recursos energéticos mundiales son limitados ha provocado que muchos países reexaminen sus políticas de energía y tomen medidas drásticas para evitar el desperdicio. También ha desatado el interés en la comunidad científica para considerar más de cerca a los dispositivos de conversión de energía y desarrollar nuevas técnicas que permitan utilizar mejor los limitados recursos existentes. La primera ley de la termodinámica trata sobre la cantidad de energía y afirma que ésta no puede crearse ni destruirse. Esta ley sirve meramente como una herramienta necesaria para contabilizar la energía durante un proceso y no ofrece desafíos al ingeniero. Sin embargo, la segunda ley tiene que ver con la calidad de la energía: más específicamente, se ocupa de la degradación de la energía durante un proceso, de la generación de entropía y de la pérdida de oportunidades para efectuar trabajo, además de ofrecer el margen suficiente para la mejora Çengel & Boles, (2011).

Hoy en día, el concepto de generación de vapor para grandes accionamientos mecánicos (Bombas, Ventiladores, Molinos, etc.) está cambiando y los ingenieros encargados de las plantas de potencia enfocan sus esfuerzos en el uso racional del vapor de sus industrias. Es así como el uso de Turbinas de vapor y Calderas más eficientes y compactas, marcan la pauta de las grandes centrales térmicas de generación de electricidad. El uso eficiente del combustible fósil y la sustitución de este por fuentes renovables se convierte en una preocupación constante para los ingenieros jefes de generación de las centrales térmicas en pro de un proceso amigable con el medio

ambiente. Actualmente, el término “caldera” se aplica a dispositivos para generar (1) vapor para producción de potencia, procesos industriales o calefacción; o (2) agua caliente para calefacción o para uso general Shield, (1975).

2.1. Exergía

Cuando se descubre una nueva fuente de energía, como un pozo geotérmico, lo primero que hacen los explotadores es estimar la cantidad de energía contenida en la fuente. Sin embargo, esta sola información sirve de poco para decidir si se construye una central eléctrica en ese sitio. Lo que realmente se necesita saber es el potencial de trabajo de la fuente, es decir, la cantidad de energía que podemos extraer como trabajo útil. El resto de la energía es finalmente descartada como energía de desecho y no debe ser considerada. Por lo tanto, es deseable tener una propiedad que permita determinar el potencial de trabajo útil de una cantidad dada de energía en algún estado especificado. Esta propiedad es la exergía, que también se denomina disponibilidad o energía disponible. En un análisis de exergía se especifica el estado inicial, por lo tanto no es una variable. La salida de trabajo se maximiza cuando el proceso entre dos estados especificados se ejecuta de manera reversible. Se afirma que un sistema está en estado muerto cuando se encuentra en equilibrio termodinámico con el ambiente. Las propiedades de un sistema en estado muerto se denotan mediante P_0 , T_0 , h_0 , u_0 , s_0 . A menos que se especifique de otra manera, la temperatura y presión en estado muerto, se suponen como $T_0=25^\circ\text{C}$ (77°F) y $P_0=1$ atm (101.325 kPa o 14.7 psia). Un sistema tiene exergía cero en el estado muerto Çengel & Boles, (2011).

La noción de que un sistema debe ir al estado muerto hacia el final del proceso para maximizar la salida de trabajo puede explicarse como sigue: si la temperatura del sistema en el estado final es mayor que (o menor que) la temperatura del ambiente en que se encuentra, siempre será posible producir trabajo adicional al operar una máquina térmica entre estos dos niveles de temperatura Çengel & Boles, (2011).

Por consiguiente, se concluye que un sistema entrega el máximo trabajo posible cuando experimenta un proceso reversible del estado inicial especificado al estado de su ambiente, es decir, el estado muerto. Esto representa el potencial de trabajo útil del sistema en el estado especificado y se llama exergía Çengel & Boles, (2011).

El término disponibilidad (availability) fue popularizado en Estados Unidos por la Escuela de Ingeniería del Massachusetts Institute of Technology (MIT) en los años de 1940. Hoy, un término equivalente introducido en Europa en los años de 1950, exergía, ha encontrado aceptación mundial en parte porque es más corto, rima con energía y entropía y puede adaptarse sin requerir traducción. En este libro, el término que se prefiere es exergía Çengel & Boles, (2011).

2.2. Trabajo reversible e irreversibilidad

La propiedad exergía sirve como una valiosa herramienta en la determinación de la calidad de la energía y en la comparación de los potenciales de trabajo de diferentes fuentes de energía o sistemas. Se describirán dos cantidades que se relacionan con los estados inicial y final reales de los procesos y que sirven como valiosas herramientas en el análisis termodinámico de componentes o sistemas. Tales cantidades son el trabajo reversible y la irreversibilidad (o destrucción de exergía). El

trabajo reversible se define como la cantidad máxima de trabajo útil que puede producirse (o el trabajo mínimo que necesita ser proporcionado) cuando un sistema experimenta un proceso entre los estados inicial y final especificados. Cualquier diferencia entre el trabajo reversible y el útil, se debe a irreversibilidades presentes durante el proceso, y esta diferencia se llama irreversibilidad Çengel & Boles, (2011).

$$I = W_{rev,sal} - W_{u,sal} \quad \text{o} \quad I = W_{u,ent} - W_{rev,ent} \quad (1)$$

2.3. Eficiencia según la segunda ley

La eficiencia según la segunda ley está ideada para ver el grado de acercamiento del proceso al trabajo reversible del sistema. Su valor puede variar desde cero (destrucción completa de exergía) a uno (sin destrucción de exergía).

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suministrada}} = 1 - \frac{\text{Exergía destruida}}{\text{Exergía Suministrada}} \quad (2)$$

Las irreversibilidades como la fricción, el mezclado, las reacciones químicas, la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura, la expansión libre, la compresión o expansión sin cuasi equilibrio, siempre generan entropía. La segunda ley de la termodinámica conduce a la definición una propiedad denominada entropía la cual es una medida cuantitativa de desorden microscópico para un sistema.

La segunda ley de la termodinámica conduce a la definición una propiedad denominada entropía la cual es una medida cuantitativa de desorden microscópico

para un sistema. Cualquier cantidad cuya integral cíclica es cero es una propiedad y la entropía está definida como:

$$dS = \left(\frac{dQ}{T} \right)_{int, reversible} \quad (3)$$

La parte de la desigualdad de Clausius combinada con la definición de entropía produce una desigualdad conocida como el principio de incremento de entropía Bejan, (1997).

$$S_{gen} \geq 0 \quad (4)$$

$$\dot{S}_{gen} = \frac{dS}{dt} - \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_{in} \dot{m}s + \sum_{out} \dot{m}s \geq 0 \quad (5)$$

2.4. Exergía de flujo o corriente

Los volúmenes de control que se encuentran en la práctica, tales como turbinas, compresores, toberas, difusores, intercambiadores de calor, tuberías y ductos, operan en régimen estacionario.

Un fluido en movimiento tiene una forma adicional de energía, llamada energía de flujo que es necesaria para mantener el flujo en una tubería o conducto Çengel & Boles, (2011).

$$X_{fluido\ en\ movimiento} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (6)$$

El cambio de exergía de un sistema cerrado o de una corriente de fluido representa la cantidad máxima de trabajo útil que puede llevarse a cabo (o, si es negativo, la cantidad mínima de trabajo útil que necesita suministrarse) cuando el sistema cambia

del estado 1 al estado 2 en un ambiente especificado, y representa el trabajo reversible Çengel & Boles, (2011).

El cambio de exergía de una corriente que experimenta un proceso desde el estado 1 al estado 2 se define como:

$$\Delta\psi = \psi_2 - \psi_1 = h_2 - h_1 + T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (7)$$

2.5. Transferencia de exergía por calor

El calor es una forma de energía desorganizada y sólo una porción de él puede convertirse en trabajo, que es una forma de energía organizada (segunda ley). Siempre es posible producir trabajo a partir del calor a una temperatura superior a la temperatura ambiente, transfiriéndolo a una máquina térmica que rechaza hacia el ambiente el calor de desperdicio. Por consiguiente, la transferencia de calor siempre está acompañada por la transferencia de exergía. La transferencia de calor Q en una ubicación que se encuentra a temperatura termodinámica T siempre está acompañada por la transferencia de exergía Çengel & Boles, (2011).

$$X_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (8)$$

2.6. Transferencia de exergía por trabajo

La transferencia de exergía debida al trabajo, como los trabajos de flecha y eléctrico, es igual al trabajo mismo. En el caso de un sistema que involucra trabajo de frontera, como un dispositivo de cilindro y émbolo, el trabajo realizado para empujar el aire atmosférico durante la expansión no puede transferirse, por lo tanto debe restarse. Asimismo, durante un proceso de compresión una parte del trabajo está hecho por el

aire atmosférico, por lo tanto se necesita proporcionar menos trabajo útil de una fuente externa Çengel & Boles, (2011).

$$X_{trabajo} = W - W_{alr} \quad (9)$$

2.7. Transferencia de exergía por masa

La masa contiene exergía, así como energía y entropía, y los contenidos de éstas en un sistema son proporcionales a la masa. También, las tasas de transportación de exergía, entropía y energía hacia dentro o hacia fuera de un sistema son proporcionales al flujo másico. El flujo másico es un mecanismo para transportar exergía, entropía y energía dentro o fuera de un sistema Çengel & Boles, (2011).

2.8. Destrucción de exergía

La exergía de un sistema aislado durante un proceso siempre disminuye o, en el caso límite de un proceso reversible, permanece constante; en otros términos, la exergía nunca aumenta y es destruida durante un proceso real. Esto se conoce como el principio de disminución de exergía. Para un sistema aislado, la disminución de exergía es igual a la exergía destruida.

Las irreversibilidades como la fricción, el mezclado, las reacciones químicas, la transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura, la expansión libre, la compresión o expansión sin cuasi equilibrio, siempre generan entropía y cualquier cosa que genera entropía siempre destruye la exergía Çengel & Boles, (2011).

$$X_{destruida} = T_0 S_{gen} \geq 0 \quad (10)$$

2.9. Balance de exergía en flujo estacionario

La cantidad de exergía que entra en un sistema de flujo estacionario en todas las formas (calor, trabajo, transferencia de masa) debe ser igual a la cantidad de exergía que sale más la exergía destruida. La transferencia de exergía a un sistema de flujo estacionario es igual a la transferencia de exergía desde éste más la destrucción de exergía dentro del sistema Çengel & Boles, (2011).

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_{ent} \dot{m}\psi - \sum_{sal} \dot{m}\psi - \dot{X}_{destruida} = 0 \quad (11)$$

Para flujo estacionario de una sola corriente:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) - \dot{X}_{destruida} = 0 \quad (12)$$

2.10. Cogeneración

La cogeneración es una tecnología energética de aprovechamiento óptimo de los combustibles, en particular es considerada como la tecnología de generación simultánea de energía eléctrica y calor útil para procesos industriales.

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 Çengel & Boles, (2011).

En definitiva para cada aplicación hay un mejor diseño. Se dice muchas veces que la cogeneración es un traje a medida. Lo que hay que decidir en cada planta es, en primer lugar, el tipo de ciclo (ciclo simple como motor de gas, con turbina, ciclo combinado, trigeneración, etc.), en segundo lugar, el tamaño de planta y después el

diseño de los auxiliares que permitan sacar el mayor partido a los equipos principales Fenercom, (2010).

Normalmente los sistemas de cogeneración se diseñan de modo que sean capaces de satisfacer la demanda térmica del consumidor ya que en la mayor parte de los casos resulta inviable la compraventa de este tipo de energía a un agente económico externo. Si también las necesidades de trabajo quedan justamente satisfechas por el sistema de cogeneración prescindiéndose del apoyo de las compañías de suministro eléctrico se dice que el sistema es de Energía Total. Según el orden que ocupa la producción de trabajo dentro del proceso secuencial de aprovechamiento de la energía primaria consumida hablamos de ciclos de cabecera (topping) y de ciclos de cola (bottoming). En un ciclo de cabecera que es con diferencia el tipo más frecuente de cogeneración, la energía mecánica o eléctrica es generada en el primer escalón de aprovechamiento de la energía liberada por el combustible, siendo aprovechada después en un segundo escalón la energía térmica residual. Por el contrario, en un ciclo de cola la energía térmica residual de un proceso se utiliza para producir electricidad. Los ciclos de cola están asociados normalmente a procesos industriales en los que el consumo de energía se presenta a temperaturas elevadas, como en ciertos hornos, disponiéndose de un exceso de calor a temperatura suficiente para accionar un ciclo de potencia de vapor Lozano Serrano, (1998).

La agencia internacional de la energía estima que la potencia de cogeneración instalada a nivel global es de 330 GW y representa un 9% de la electricidad

producida. Alemania es un buen ejemplo de desarrollo de cogeneración, contando con una potencia instalada de 20 000 MW y una cobertura de la demanda eléctrica con cogeneración del 12,5% y acelerando su implementación gracias a incentivos gubernamentales Fenercom, (2010).

En el Perú la cogeneración es una tecnología en desarrollo, en 2010 mediante DS No 064-2010-EM se aprueba la Política Energética Nacional del Perú con el principal objetivo de tener una matriz energética diversificada y con énfasis en energías renovables y eficiencia energética.

Cumple con un rol fundamental e importante la promoción por parte del estado en eliminar las barreras existentes para el desarrollo de la tecnología de cogeneración en el país. Mediante la promulgación del D.S N° 037-2006 (reglamento de cogeneración del Perú), se busca la promoción de cogenerar con gas natural, teniendo la prioridad en el despacho de energía para la venta de los excedentes de energía de las empresas de cogeneración al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional.

En una cantidad significativa representa el uso de la biomasa como fuente de energía en el Perú, en mayor grado en las zonas rurales del país, tales como leña, bosta y yareta. Una gran fuente de la energía de la biomasa es el bagazo de la caña de azúcar, que es aprovechado en los ingenios azucareros como fuente de energía primaria para cogeneración industrial, satisfacer su demanda de energía eléctrica y calor para procesos.

Entre 1994-1995 CENERGIA – AECI-ICI evalúan el potencial de cogeneración en los sectores mineros, metalúrgicos, pesqueros, textiles, cementeros, refinerías, estimándose un potencial efectivo de 133 MW. En 1999 CENERGIA dentro del Programa ALURE, auspiciado por el MINEM y AECI elaboran el trabajo denominado “Potencial de la Cogeneración en el Perú usando Gas Natural”, bajo los criterios tecnológicos y económicos. En un estudio a 119 Instalaciones, estimados un Potencial Tecnológico de 427.6 MW y un Potencial Efectivo de 196.7 MW con periodos de retorno de la Inversión de 2.4 años.

Entre 2008 - 2009 WADE realizo una evaluación actualizada del potencial de cogeneración, teniendo en cuenta los criterios de calificación, un potencial de cogeneración de 547 MW proyectado a junio del 2008.

2.11. Tecnologías de cogeneración.

Existen numerosas formas de cogenerar y la más adecuada para cada aplicación en particular, dependerá de distintos factores. Entre los más relevantes se encuentran el combustible disponible o fuente primaria, la relación Energía Eléctrica Vs Energía Térmica o razón Potencia a Calor o PHR (Power to Heat Ratio) y por supuesto el tamaño. A la hora de evaluar un proyecto de cogeneración el tamaño es una de la variables más relevantes, pues no sólo impactará fuertemente los costos específicos de operación y las inversiones asociadas a la instalación del planta, sino que también definirá el factor de utilización de la central, que determina que tanto provecho obtengo de la inversión a lo largo de la vida útil del proyecto. Además el tamaño de la planta de cogeneración es fundamental al momento de escoger la

tecnología a utilizar, existiendo sistemas desde tamaños que van de las decenas kW hasta cientos de MW de potencia eléctrica. Hoy en día existen soluciones para aplicaciones tan diversas, como una micro-turbina, de una potencia de decenas de kW, adecuada para una aplicación domiciliaria, una central de Trigeneración (Electricidad /Frio y Calor) con motor de combustión interna, de algunos MW de capacidad, para un hospital, o una central de cogeneración con turbina a gas de más de 100 MW para un gran complejo industrial Bancalari, (2006).

2.11.1. Cogeneración con turbina de gas ciclo simple (TCTG). En los sistemas

con turbina de gas se quema combustible en un turbo-generator. Parte de la energía se transforma en energía mecánica, que se transformará con la ayuda del alternador en energía eléctrica. Su rendimiento eléctrico es normalmente inferior al de los motores alternativos, pero presentan la ventaja de que permiten una recuperación fácil del calor, que se encuentra concentrado en su práctica totalidad en los gases de escape, que están a una temperatura de unos 500°C, idónea para producir vapor en una caldera de recuperación Fenercom, (2010).

Una de las principales ventajas de la turbina de gas es la variada oferta de equipos que ofrecen los distintos fabricantes. Variada tanto por tipo de tecnología como por gama de tamaños. Así se ofrecen hoy turbinas de gas con tamaños desde cientos de kilowatios hasta cientos de megawatios ampliándose el margen casi cada año. Otra ventaja para su aplicación en cogeneración es la limpieza y elevada temperatura de sus gases de escape lo

que facilita su empleo directo en algunos casos y posibilita la producción de agua caliente o vapor a distintos niveles térmicos. Sus inconvenientes más destacados son que presentan un rendimiento menor que los MACI (motores alternativos de combustión interna) en la gama de bajas potencias, que sus costes de inversión aumentan si se reparte la potencia a instalar entre varias unidades y sobre todo su mal comportamiento trabajando a cargas parciales y/o con arranques frecuentes. De la comparación cabe destacar que los sistemas de cogeneración con turbina de gas producen más trabajo y ahorran más energía primaria, sobre todo en el caso en que la demanda de calor tenga lugar a temperaturas elevadas. La turbina de gas (TG) es una turbomáquina térmica motora constituida básicamente por un compresor, una cámara de combustión y una turbina. En cuanto a su funcionamiento, el aire es aspirado de la atmósfera y comprimido antes de pasar a la cámara de combustión en la que se quema el combustible. Los gases calientes formados en ella se expansionan en la turbina produciendo trabajo. Una parte de este trabajo se utiliza para accionar el compresor. El resto es el trabajo neto, utilizable para accionar un alternador u otra máquina Lozano Serrano, (1998).

Típicamente una Turbina a Gas transforma entre 25 y 35 % de la energía contenida en el combustible en energía eléctrica y la mayor parte de la diferencia es "perdida" en los productos de combustión descargados a la atmósfera. De aproximadamente el 70 %, perdido a la atmósfera un 50 % de la energía entregada por el combustible puede ser "recuperado" de los

productos de combustión, para ser utilizado en el proceso. Usualmente el calor a la descarga de la turbina es transformado en vapor, a través de un HRSG (Heat Recovery Steam Generator) o caldera recuperadora de calor, el que puede ser utilizado como medio de calentamiento en el proceso. Otra aplicación que cada día es más utilizada es la recuperación de calor para refrigeración o la combinación de ambas llamada trigeneración. Estos sistemas utilizan los productos de combustión calientes ya sea de una turbina a gas o un motor de combustión interna, para generar agua helada a través de un enfriador de agua de absorción Bancalari, (2006).

En la Figura 2.1 se muestra la representación esquemática típica de un ciclo de cogeneración con turbina de gas. Se tiene el equipo compresor turbina para la generación de energía eléctrica y el generador de vapor recuperador de calor (HRSG) para la producción de energía térmica o calor para su utilización en los procesos industriales que demanden este tipo de energía.

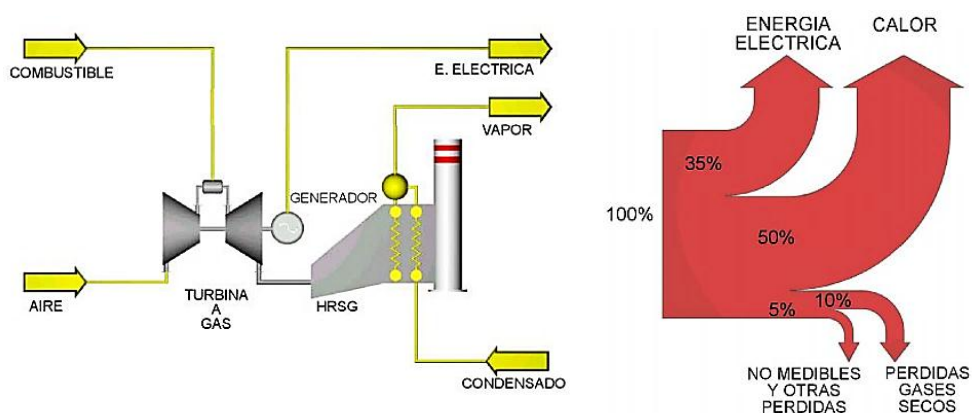


Figura 2.1 Esquema de cogeneración con turbina de gas ciclo simple.

Fuente: THERMAL INGENEERING LTDA, Cogeneración, (2011).

2.11.2. Cogeneración con turbina de vapor (TCTV). En estos sistemas, la energía mecánica se produce por la expansión del vapor de alta presión procedente de una caldera convencional. Históricamente, este ciclo fue el primero que se usó en cogeneración. Actualmente su aplicación ha quedado prácticamente limitada como complemento para ciclos combinados o en instalaciones que utilizan combustibles residuales, como biomasa y residuos Fenercom, (2010). Las turbinas de vapor (TV) son turbo-máquinas térmicas motoras que transforman la entalpía del vapor de agua en energía mecánica de rotación a través de un proceso de expansión de vapor en el rodete de la máquina con la consiguiente caída o salto de presión. La turbina de vapor es el motor térmico más utilizado en la industria destacando por su gran versatilidad. Puede utilizarse para la producción de electricidad y para el accionamiento de máquinas tales como compresores centrífugos, soplantes de aire de combustión, bombas de agua, etc. El rango de potencias de uso abarca desde las pequeñas potencias de 10 kW hasta los 500 MW típicos de centrales termoeléctricas. Con un generador de vapor de diseño adecuado puede utilizarse como fuente de energía primaria cualquier combustible. Otra ventaja es su alta fiabilidad con costes de mantenimiento reducidos Lozano Serrano, (1998).

Un sistema de cogeneración con turbina vapor comprende una fuente de calor, típicamente una caldera, la que transforma la energía primaria del combustible en vapor, este a su vez mueve una turbina conectada a un

generador eléctrico, este ciclo se conoce como ciclo Rankine. Como productos de la turbina se obtienen electricidad y vapor de baja presión cuya energía es aprovechada en cualquier proceso que requiera calor y devuelta al sistema como condensado. Las eficiencias térmicas del ciclo están determinadas principalmente por la fuente primaria de calor y están en el rango de que va de 60 a 85%. La razón Potencia Calor es relativamente baja con eficiencias eléctricas que no superan el 20% Bancalari, (2006).

En la Figura 2.2 se muestra la representación de un ciclo de cogeneración con turbina de vapor.

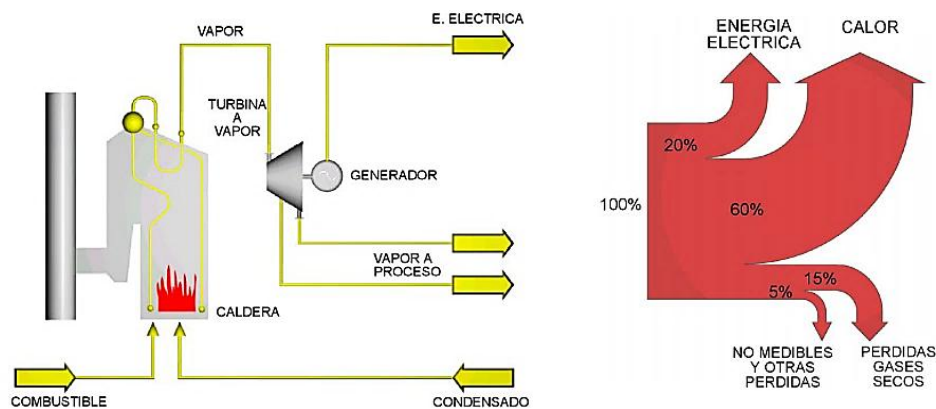


Figura 2.2 Esquema de cogeneración con turbina de vapor (TV).

Fuente: THERMAL INGENEERING LTDA, Cogeneración, (2011).

2.11.3. Cogeneración con ciclo combinado (TCCC). La aplicación conjunta de una turbina de gas y una turbina de vapor es lo que se denomina ciclo combinado. La denominación ciclo combinado proviene de que de combinan dos ciclos: el ciclo de gas (ciclo Bryton de la turbina de gas) y el ciclo agua-vapor (ciclo Rankine de la turbina de vapor) Fenercom, (2010).

En los sistemas de cogeneración de ciclo combinado el vapor sobrecalentado producido en la caldera de recuperación, con o sin postcombustión, se expande en una turbina de vapor hasta una presión adecuada para el nivel térmico requerido por el centro consumidor de vapor Lozano Serrano, (1998).

Los sistemas de ciclo combinado más utilizados corresponden a Sistemas de Turbina a Gas, los que utilizan los gases de escape de esta para la instalación de un ciclo Rankine. Esta tecnología ha sido ampliamente difundida en las últimas décadas, como una manera eficiente y limpia de generar energía eléctrica con gas natural. La cogeneración con ciclo combinado consiste en utilizar una turbina de vapor de contrapresión para usar el vapor de baja presión o de descarga de la turbina en el proceso. La tecnología no es muy usada por requerir una inversión inicial más elevada que un sistema simple con turbina a gas, siendo su principal ventaja una razón Potencia Calor más alta. La eficiencia eléctrica de este ciclo llega a valores entre 35 y 45 % y una eficiencia térmica global entre 70 y 85% Bancalari, (2006).

En la Figura 2.3 se muestra la representación esquemática típica de un ciclo de cogeneración con ciclo combinado, el equipo compresor y turbina, el generador de vapor recuperador de calor (HRSG) y la turbina de vapor.

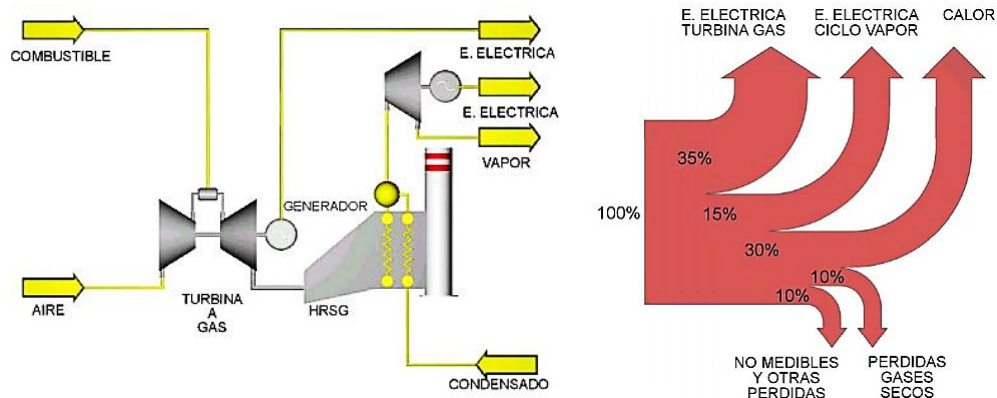


Figura 2.3 Esquema de cogeneración de energía con ciclo combinado.

Fuente: THERMAL INGENEERING LTDA, Cogeneración, (2011).

2.11.4. Cogeneración con motor alternativo (TCMCI). Utilizan gas, gasóleo o

fuel-oil como combustible. En general se basan en la producción de vapor a baja presión (10 bares) o aceite térmico y en el aprovechamiento del circuito de agua de refrigeración de alta temperatura del motor. Son adecuados también para la producción de frío por absorción Fenercom, (2010).

Los motores alternativos de combustión interna (MACI) son los más utilizados de entre los motores térmicos para la transformación de la energía química de los combustibles en trabajo mecánico. Se caracterizan por su gran versatilidad ya que con un diseño adecuado pueden utilizar todo tipo de combustibles líquidos y gaseosos en una amplia gama de aplicaciones y tamaños. Con la introducción de dispositivos adecuados para la recuperación de energía térmica del circuito de refrigeración del motor y de los gases de escape los motores pueden trabajar como sistemas de cogeneración. Lozano Serrano, (1998).

Estas aplicaciones van desde capacidades de 75 kW hasta 50 MW en instalaciones con varios motores. Dentro de las ventajas de la tecnología podemos comentar que utilizan una gran variedad de combustibles líquidos y gaseosos, siendo hoy por hoy la primera elección para la cogeneración comercial e institucional. En este caso la energía del combustible es transformada en energía mecánica a través del motor (Ciclos Otto o Diesel) el que está conectado a un generador eléctrico que transforma la energía mecánica en energía eléctrica. La eficiencia eléctrica de los motores típicamente se encuentra en el rango 35 a 45 %. Si se recupera la energía entregada a la atmósfera por el escape la eficiencia térmica del ciclo se puede llegar a valores dentro del rango 70 y 85 % Bancalari, (2006).

En la Figura 2.4 se muestra la representación esquemática de un ciclo de cogeneración motor alternativo típico.

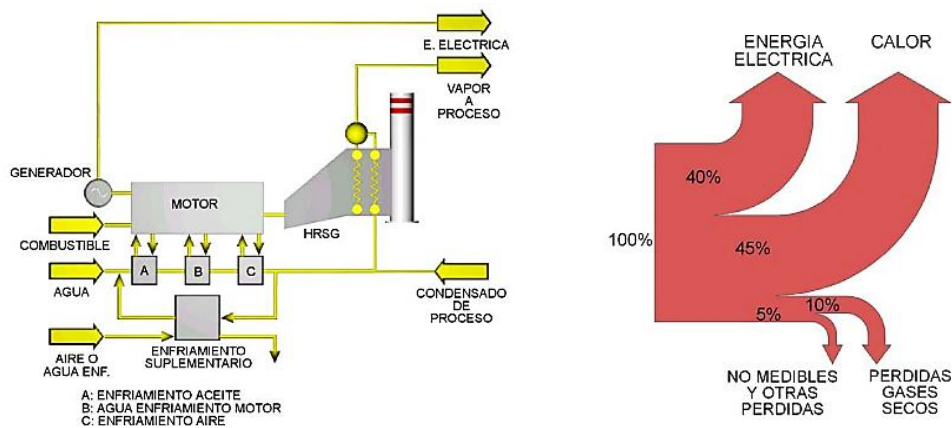


Figura 2.4 Esquema de cogeneración con motor alternativo de combustión interna (MACI).

Fuente: THERMAL INGENEERING LTDA, Cogeneración, (2011).

2.12. Selección de un sistema de cogeneración

Un procedimiento posible para seleccionar el sistema de cogeneración adecuado consiste de las siguientes actividades:

- Determinar las necesidades de calor en cantidad, calidad (T), tipo de uso y distribución temporal.
- Determinar las necesidades de trabajo en cantidad, tipo de uso y distribución temporal.
- Seleccionar el tipo de sistema de cogeneración más adecuado en función de la disponibilidad de combustibles y de los valores típicos de la carga térmica y eléctrica.
- Plantear un sistema de cogeneración capaz de satisfacer la carga térmica y aproximadamente la carga eléctrica.
- Decidir la política de intercambio de energía eléctrica (autosuficiencia, sólo compra, compra y venta).
- Decidir la configuración final del sistema de cogeneración (número de equipos, tamaño y disposición en el sistema).
- Selección o diseño detallado de los equipos presentes en la configuración seleccionada.

No es imprescindible seguir la lista de actividades planteada de un modo rígido. Lo importante es que conforme avancemos en el proceso de selección vayamos precisando más las características del sistema de cogeneración y considerando con mayor grado de detalle la variación temporal de las demandas de calor y trabajo, la

facturación energética y la evaluación económica. En lo que resta de este capítulo se explica la metodología de análisis a emplear en algunas de las actividades del procedimiento propuesto Lozano Serrano, (1998).

2.13. Trigeneración

La trigeneración suele referirse a la generación simultánea de tres tipos de energía: energía eléctrica, energía térmica en forma de calor (agua sobrecalentada o vapor) y energía térmica en forma de frío. El frío se obtiene transformando parte o todo el agua caliente, sobrecalentada o vapor en agua fría, utilizando equipos de absorción (de amoníaco o de bromuro de litio), que tienen un ciclo termofísico cuyos principios se conocen desde antes que los del ciclo de compresión de las máquinas frigoríficas convencionales. La trigeneración permite a la cogeneración, que inicialmente, no era económicamente viable en centros que no consumieran calor, acceder a centros que precisen frío que se produzca con electricidad. Facilita a la industria del sector alimentario ser cogeneradores potenciales. Asimismo, permite la utilización de cogeneración en el sector terciario (hoteles, hospitales, centros educativos etc.) donde además del calor se requiere frío para climatización, y que debido a la estacionalidad de estos consumos (calor en invierno, frío en verano) impedía la normal operación de una planta de cogeneración clásica. Al aprovecharse el calor también para la producción de frío, permite una mayor estabilidad en el aprovechamiento del calor Fenercom, (2010).

2.14. Relación de cogeneración

La relación de cogeneración es la relación existente entre la energía eléctrica generada en bornes del generador eléctrico y el calor útil aprovechado en los procesos dentro de la planta de cogeneración de energía.

$$C = \frac{E}{V} \quad (13)$$

2.15. Rendimiento eléctrico efectivo

El rendimiento eléctrico efectivo compara la capacidad de generación de energía eléctrica con la diferencia entre el calor suministrado a la unidad de cogeneración con el calor suministrado para generar el valor útil por medio de un generador de vapor convencional cuya eficiencia es la máxima posible de 90%.

$$REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{0.9}} \quad (14)$$

Según el MEM (2005) “Para efectos de calificación, los titulares de las centrales de cogeneración deberán acreditar valores de REE y C iguales o superiores a los indicados en la Tabla 2.1”.

Tabla 2.1 *Valores mínimos de Rendimiento Eléctrico Efectivo (REE) y relación de energía eléctrica y calor útil (C).*

Tecnología	REE según tensión de conexión al Sistema Eléctrico			C = E/V
	Menor a 1 kV	Entre 1 kV y 33 kV	Mayor a 33 kV	
Motores de combustión interna	0.52	0.54	0.55	0.97
Turbinas de gas de ciclo combinado	0.52	0.54	0.55	0.86
Turbinas de gas de ciclo simple	0.53	0.55	0.56	0.67
Turbinas de vapor de extracción	0.56	0.58	0.59	0.33
Turbinas de vapor de contrapresión	0.68	0.72	0.73	0.15

Fuente: Ministerio de Energía y Minas – Dirección General de Electricidad (2005).

Los valores de REE y C se calculan para las condiciones de operación en máxima capacidad efectiva de la central y una hora de operación continua.

2.16. Gasificación

Se denomina gasificación en general es la transformación de una sustancia sólida o líquida en una mezcla gaseosa mediante oxidación parcial aplicando calor. La oxidación parcial se consigue restringiendo la cantidad oxígeno o aire.

La gasificación de la biomasa es un conjunto de reacciones termoquímicas, que se producen en un ambiente pobre en oxígeno. Y que da como resultado la transformación de un sólido en una serie de gases susceptibles de ser utilizados en una caldera, en una turbina o en un motor, tras ser debidamente acondicionados. En el proceso de gasificación, la celulosa se transforma en hidrocarburos más ligeros, incluso en monóxido de carbono e hidrógeno. Esta mezcla de gases llamada gas de

síntesis o “syngas”, tiene un poder calorífico inferior (PCI) equivalente a la sexta parte del poder calorífico inferior del gas natural, cuando se emplea aire como agente gasificante. La gasificación no es una tecnología desarrollada recientemente, sino que ha sido un recurso habitual en periodos de carencia o escasez de combustibles ligeros, ya que permite convertir sólidos (carbón, biomasa) en gases que pueden ser empleados en motores de combustión interna, calderas y turbinas. Por otro lado, la gasificación como concepto de proceso puede aplicarse para sintetizar combustibles líquidos de alta calidad (proceso Fischer-Tropsch). El rendimiento del proceso de gasificación varía dependiendo de la tecnología, el combustible y el agente gasificante que se utilice, en el rango de 70-80%. El resto de la energía introducida en el combustible se invierte en las reacciones endotérmicas, en las pérdidas de calor de los reactores, en el enfriamiento del syngas, necesario para su secado (eliminación de vapor de agua) y filtración, y en el lavado (cuando es necesario eliminar los alquitranes) IDAE, (2007).

Existen dos familias tecnológicas principales de gasificación si se atiende al tipo de gasificador, el de lecho móvil que, a su vez, se subdivide dependiendo del sentido relativo de las corrientes de combustible (biomasa) y agente gasificante. Cuando las corrientes son paralelas, el gasificador se denomina “downdraft” o de corrientes paralelas; cuando circulan en sentido opuesto, se denomina “updraft” o de contracorriente. El de lecho fluidizado, en la que el agente gasificante mantiene en suspensión a un inerte y al combustible, hasta que las partículas de éste se gasifican

y convierten en cenizas volátiles y son arrastradas por la corriente del syngas IDAE, (2007).

En la Figura 2.5 se muestra los esquemas de los tipos de gasificadores.

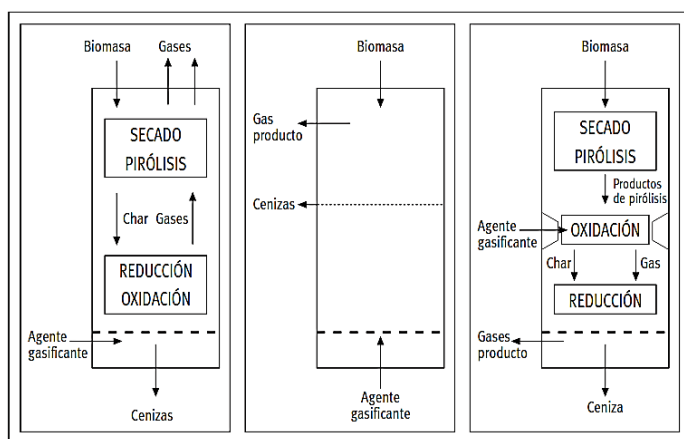


Figura 2.5 De izquierda a derecha, esquemas de funcionamiento de gasificadores updraft, de lecho fluidizado y downdraft.

Fuente: IDAE, (2007).

2.16.1. Etapas y reacciones de la gasificación.

Con independencia de que el lecho sea fluidizado o móvil, en sus variantes, la biomasa pasa por:

- Una primera etapa de calentamiento hasta 100 °C, que provoca el secado de la biomasa por evaporación del agua contenida en la misma, y que absorbe el calor sensible para elevar la temperatura, además del necesario para la evaporación del agua.
- La segunda etapa, que también absorbe calor, es la de pirólisis (ruptura por calor), en la que se rompen las moléculas grandes dando lugar a otras de cadena más corta que, a la temperatura del reactor, están en fase gaseosa.

- En los reactores “updraft” la tercera etapa es la reducción, por combinación del vapor de agua producido en la primera etapa, con el dióxido de carbono que viene arrastrado por la corriente del gasificante, desde la cuarta etapa (oxidación).
- La última etapa es la oxidación de la fracción más pesada (carbonosa) de la biomasa al entrar en contacto con el agente gasificante (aire, oxígeno, o vapor de agua).

Siguiendo la reacción en el sentido del agente gasificante, las etapas son:

- Oxidación parcial del residuo carbonoso y caliente de la biomasa, elevando mucho su temperatura, ya que las reacciones de oxidación son exotérmicas.
- En la zona de reducción, la falta de oxígeno unida a la disponibilidad de carbono, CO₂ y vapor de agua, hace que se produzca una recombinación hacia hidrógeno molecular y monóxido de carbono.
- La tercera etapa en el sentido del gas es la pirólisis en la que, por efecto del calor, los componentes más ligeros de la biomasa se rompen y convierten en gas, uniéndose a la corriente.
- por último, los gases calientes evaporan el agua contenida en la biomasa entrante.

2.17. Tecnologías de la gasificación

2.17.1. Lecho fluidizado de presión compensada. Cuando no se está investigando ni ajustando ninguna nueva estrategia de operación, o rediseño de equipos accesorios, el proceso en la planta de gasificación de ENAMORA comienza en una nave abierta pero cubierta, donde se almacena. La biomasa (generalmente cáscara de almendra, que es muy común en la comarca). Un

tornillo sin fin envía la biomasa hacia una tolva de alimentación que, a través de una cinta transportadora, alimenta a un molino que reduce las partículas mayores y homogeneiza la granulometría de la biomasa al tamaño deseado en cada caso. El syngas obtenido es enfriado en un intercambiador, a su salida del reactor. El calor desprendido en dicho proceso, y en la misma gasificación, es aprovechado para calentar el agente gasificante (aire principalmente). El syngas, una vez refrigerado pasa a sistema de filtrado, que separa el agua, naftalenos y cenizas arrastradas. Para la limpieza de los gases no se precisa aportación externa de agua IDAE, (2007).

En la Figura 2.6 se muestra el esquema generalizado de los principales componentes de la tecnología ENAMORA.

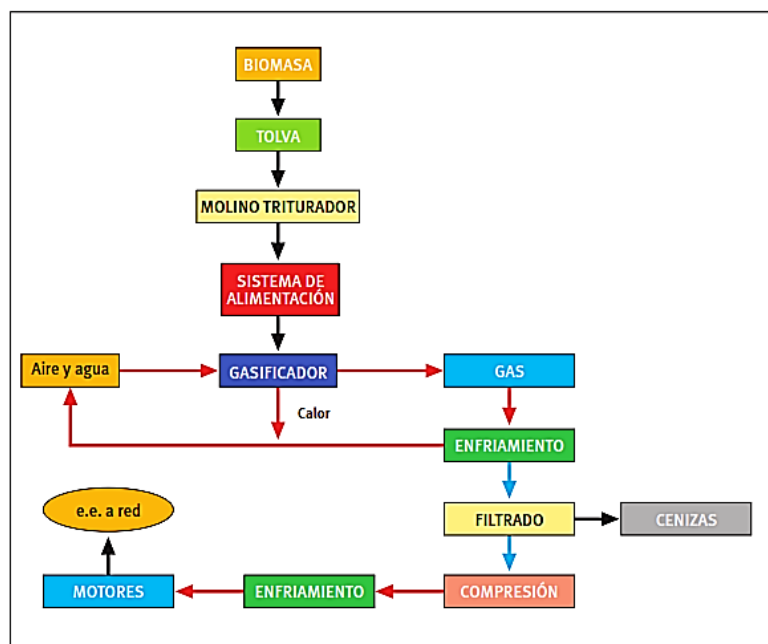


Figura 2.6 Esquema de funcionamiento de la tecnología de ENAMORA.

Fuente: IDAE, (2007).

El rendimiento energético de la planta completa (electricidad y calor útiles) no varía mucho con su tamaño, siendo la conclusión que, desde pequeñas potencias, es posible pensar en la gasificación como alternativa tecnológica competitiva. Por ejemplo, desde 4.000-5.000 toneladas de biomasa al año, y operando entre 7.000 y 8.000 horas anuales, se pueden obtener rendimientos eléctricos de 1,3 kWh por kg de biomasa IDAE, (2007).

2.17.2. Tecnología Guascor. La tecnología que está implantando GUASCOR se centra en un gasificador de tres reactores y una cuidadosa regulación de los caudales de aire que se introduce en cada uno de ellos. La planta sigue el siguiente esquema simplificado, Figura 2.7.

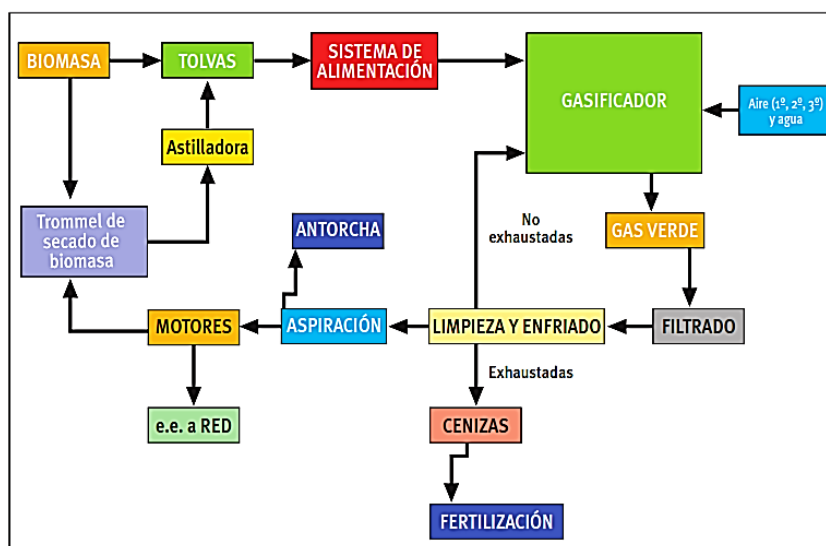


Figura 2.7 Esquema de funcionamiento de la Tecnología GUASCOR.

Fuente: IDAE, (2007).

Este sistema está pensado para trabajar tanto con un solo combustible, como con dos distintos. Es decir, permite realizar pruebas con diferentes proporciones de mezcla de dos biomásas distintas. Por eso, está dotada de dos

tolvas de alimentación de biomasa. Actualmente la carga de las tolvas es sencilla. Sólo es necesario el trabajo de un operario con una pala cargadora a tiempo parcial (aprox. 10%). Las tolvas tienen en su base sendos tornillos sin fin que transportan la biomasa al sistema de alimentación del gasificador. Éste tiene un diseño multi-etapa novedoso formado por tres reactores. El gasificador es del tipo lecho móvil updraft (biomasa y agente gasificante a contracorriente), aunque su perfil es totalmente atípico de la anterior familia y no es comparable a ninguna otra tecnología conocida IDAE, (2007).

2.17.3. Tecnología Inerco. La tecnología de gasificación que INERCO pretende explotar comercialmente está basada en un reactor de lecho fluido burbujeante atmosférico con temperaturas de operación de 800 °C y que emplean como agente gasificante aire ambiente IDAE, (2007).

La biomasa se introduce en el gasificador por la parte inferior del lecho mediante el tornillo sin fin con camisa de refrigeración. En el lecho se producen las reacciones de gasificación de la biomasa, con un elevado rendimiento de conversión gracias a la fluidificación del lecho. El sistema de extracción de cenizas en continuo consiste en un cenicero central en el plato distribuidor y extracción mediante tornillo sin fin refrigerado. El gas pobre generado en el proceso de gasificación, con un rendimiento (hot gas efficiency) superior al 80%, es depurado en un ciclón de alta temperatura, en el que se retiene la materia particulada (cenizas volantes e inerte elutriado),

consiguiendo un nivel de limpieza del gas suficiente para su posterior aprovechamiento térmico en una caldera de vapor IDAE, (2007).

Se muestra el esquema simplificado de la tecnología Inerco en la Figura 2.8.

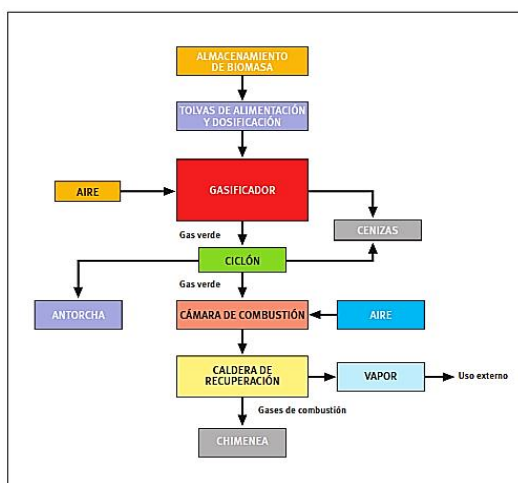


Figura 2.8 Esquema de funcionamiento de la tecnología de INERCO.

Fuente: IDAE, (2007).

2.18. Planta de cogeneración del ingenio

2.18.1. Recepción de caña y molienda. La caña que ingresa por unidades de

transporte es inicialmente analizada en el laboratorio de materia prima, para verificar la calidad de la caña antes de ser molida, se analizan parámetros principales como porcentaje de fibra en caña, Pol del bagazo, la sacarosa, etc. El porcentaje de fibra en caña está dentro del orden de 14% y 15%, el porcentaje de Pol en bagazo entre el orden de 1,5% y 2%, según la calidad de la caña.

En la Tabla 2.2 se tienen los datos tomados en molienda de trapiche. Luego es llevado a la mesa alimentadora de caña en Trapiche, la caña es transportada y lavada por rociadores, para quitar suciedad que afecta en las calderas y provoca

mala combustión del bagazo, pasa por el primer juego de machetes, luego por el desfibrador mecánico, que cuenta con un motor de accionamiento de 1500 HP, trabaja con 4160 V. luego es enviado al molino N° 1 que es accionado por un motor de 1000 HP, luego al molino N° 2 y 3 y que son accionados por un turbina de vapor que trabaja a una presión de vapor de 600 psi y 400 °C, Los molinos N° 4 y 5 también son accionados por turbina de vapor trabaja a una presión de vapor de 600 psi y 400 °C, esta última turbina fue reubicada del antiguo segundo juego de machetes, en donde ahora se ubica el desfibrador, que trabaja con motor eléctrico, cabe mencionar que estos trabajos y proyectos de reestructuración se realizaron en la parada anual del mes de Abril del 2016, con la finalidad de lograr eficiencia energética y mejorar los procesos de molienda y procesos productivos. Trapiche actualmente cuenta con una capacidad de molienda de 3800 TCD a 4500 TCD.

Tabla 2.2 *Datos relevantes de molienda de caña en preparación y extracción.*

Datos de molienda	Valor	unidad
Molienda efectiva de caña	4200	TCD
Días disponibles para molienda anual	360	Día
Días de paradas programadas	55	Día
Días reales para molienda anual	310	Día
Toneladas de caña por hora	183	Ton/h
Horas de molienda efectiva	23	h
Pol en caña	12.99	%
Fibra en caña	14.8	%
Pol de bagazo	1.82	%

Fuente: Departamento de planeamiento de producción ASJ SAA

Está en ejecución el proyecto del molino N° 6, el cual será accionado por motor eléctrico, con el propósito de aumentar la capacidad de molienda de la fábrica.

Es importante mencionar que el agua de imbibición utilizada para extracción de jugo en molienda debe mantenerse entre 70 °C y 80 °C de temperatura y con flujo continuo, pues además de lograr tener una mejor extracción, se logra una mayor temperatura del bagazo, y más adecuado para su combustión.

El bagazo resultante de la molienda cuyo porcentaje es de 29% aproximadamente del total de la caña molida, sale del último molino con una humedad relativa de aproximadamente 47% a 50% y una temperatura de 62 °C el cual es evacuado al conductor de bagazo N° 01.

2.18.2. Transporte del bagazo. El conductor de bagazo N° 01 recibe el bagazo proveniente de Trapiche, 900 Ton/día a 1200 Ton/día, el cual sale a una temperatura de 62 °C con humedad relativa de 47% a 49%, este es evacuado al conductor de bagazo N° 02, este conductor transporta el bagazo horizontalmente hacia las calderas FW-01 y FW-03, la temperatura promedio del bagazo en este conductor es de aproximadamente 47 °C en su retorno alimenta de bagazo a los 4 alimentadores de bagazo de la caldera FW-03 y a los 5 alimentadores de la caldera FW-01, las calderas consumen aproximadamente 800 a 900 ton por día, según el ritmo de la molienda y el consumo de vapor en fábrica, el excedente de bagazo es evacuado al conductor de bagazo N° 03 el cual a su vez hacia el conductor de bagazo N° 5 o al conductor de bagazo N° 04 mediante un chute, el conductor de bagazo N° 3 posee un chute de bagazo inicial para descargar el bagazo excedente para carguío de camiones para su venta.

El conductor de bagazo N° 05 descarga el bagazo hacia la pila de bagazo para su almacenamiento, del cual se pueda reutilizar y alimentar mediante el conductor de bagazo N° 04 hacia las calderas cuando se tenga paradas de molienda o imprevistos y las calderas puedan seguir produciendo.

2.18.3. Planta de agua de alimentación. El agua de alimentación proviene en su gran mayoría, o se genera principalmente de los condensados de vapor vegetal que se produce en los pre evaporadores, tachos y son recuperados en los tanques de los pre evaporadores, tanque de los tachos y es bombeado hacia el desaireador térmico y una fracción enviado hacia el tanque de agua N° 5, 2,6 para su almacenamiento, el agua de alimentación debe tener una temperatura de 120 °C, la cual se calienta con vapor de escape en el desaireador térmico.

En la Figura 2.9 se muestra la distribución de agua del ingenio.

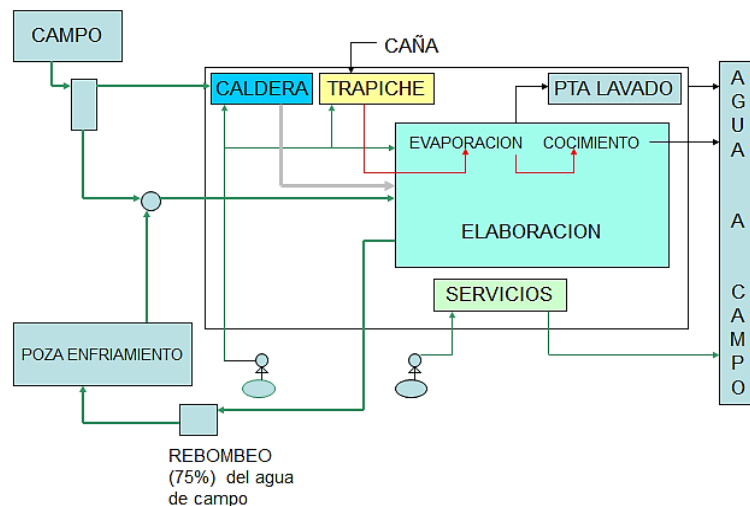


Figura 2.9 Distribución de agua del ingenio San Jacinto Planta de cogeneración.

Fuente: Departamento de Recursos Hídricos ASJ SAA.

La conductividad del agua de alimentación no debe de pasar de 65 uS/cm, el PH debe de mantenerse entre 8,5 a 10, sulfitos máximo a 10 ppm, Fe máximo 0,1 ppm, dureza 1 ppm. Estos parámetros deben de ser controlados cada 4 horas o 2 veces por turno, en tres turnos de 8 horas por día.

El agua en las calderas no debe de pasar la dureza de 10 ppm, conductividad máxima de 500 uS/cm, el PH debe mantenerse entre 8,6 y 9,2, sulfitos entre 5 y 10 ppm, Fe máximo 0,5 ppm, de igual forma se debe controlar dichos parámetros cada 2 horas. También se debe controlar los parámetros fisicoquímicos de los tanques de calidad.

Actualmente se cuenta con 5 bombas de agua de alimentación, 4 electrobombas y una turbo-bomba, las cuales inyectan agua de alimentación a las calderas. La presión de trabajo de estas bombas es de aproximadamente 850 psi a una temperatura de 120 °C y un caudal aproximado de 100 Ton por hora de agua de alimentación.

Las bombas de agua de alimentación se alimentan de un cabezal de succión, el cual deriva del desaireador térmico, poseen una válvula manual de succión, una válvula manual de descarga, una válvula check en la línea de descarga, una válvula de flujo mínimo la cual recircula el agua hacia el desaireador térmico.

2.18.4. Sistema de alimentación de bagazo. La alimentación de bagazo hacia las calderas se realiza mediante alimentadores de bagazo, mecánicos tipo aleta de tiburón, los cuales cuentan con chutes de alimentación que descienden desde el conductor de bagazo N° 02, del lado retorno del conductor. El bagazo ingresa

hacia el alimentador con una humedad de 48% y una temperatura de 42 °C aproximadamente, el alimentador cuenta con un sistema de transmisión de potencia que comprende motor eléctrico de 3 HP, reductor de velocidad acoplado directamente al motor eléctrico, sprocket motriz acoplado al eje de salida del reductor de velocidad, cuyos dientes son de paso 1 ¼", cadena de transmisión tipo RC – 100, sprocket conducido, posee dos ejes alimentadores, uno motriz y el otro conducido acoplados mediante engranajes, la caldera FW-1 posee 5 alimentadores de bagazo, mientras que la caldera FW-3 posee 4 alimentadores de bagazo. La regulación de la velocidad de cada alimentador se realiza mediante variadores de frecuencia, los cuales son controlados por el operador de calderas desde la pantalla de operación y cuya velocidad depende de la necesidad de la caldera, es decir si necesita mayor cantidad de bagazo para levantar la presión de vapor en la caldera, se incrementará la velocidad del alimentador.

En la parada para mantenimiento de abril de 2016, se realizó el cambio de alimentadores de bagazo tipo spichers a tipo boca de tiburón en la caldera FW-1, ahora todos son de las mismas características.

2.18.5. Sistema de inyección de aire. El sistema de inyección de aire es necesario para el esparcimiento del bagazo proveniente del alimentador de bagazo hacia el horno u hogar de la caldera, el aire es inyectado del ambiente mediante un ventilador centrífugo, el cual cuenta con un motor de 50 HP, un dámper para regulación de caudal de aire, el aire se distribuye hacia las chapaletas de los

chutes de descarga a la entrada de la caldera, las cuales cuentan con toberas de aire y pueden ser reguladas según el ángulo de ingreso y caudal necesario para el esparcimiento del bagazo en el interior de la caldera. La presión del aire de inyección a través de las toberas provoca el esparcimiento del bagazo. El principal objetivo es que el bagazo se queme en suspensión para lograr una combustión efectiva.

Con la incorporación reciente del sistema de inyección de aire para esparcimiento de bagazo en la caldera FW-1, se ha logrado una mejora en la eficiencia de combustión de la caldera.

2.18.6. Sistema de aire primario. El aire primario es necesario para la combustión del bagazo en el interior de la caldera, este es inyectado desde el ambiente a una temperatura de 25 – 30 °C, se calienta a 40 – 50 °C mediante una derivación de aire caliente proveniente del calentador de aire primario, para ingresar mediante un ventilador centrifugo hacia el calentador secundario, que posee un motor de 150 HP y un dámper automático que puede ser controlado por el operador de calderas desde la pantalla del operador según la necesidad para la combustión. Mediante el ducto ingresa al calentador de aire secundario, que posee 1134 tubos de dimensiones $\text{Ø } 2 \frac{1}{2}'' \times 97''$ del tipo Acero SAE 1008/1012/DIN 2308 $2 \frac{1}{2}'' \times 25' \times 2.25$ mm con un área de transferencia de calor de 565,27 m², el aire pasa a través de los tubos y los gases por el interior de los tubos, los gases salen a una temperatura aproximada de 190 °C para ser evacuados por el ventilador de tiro inducido.

Luego de cruzar el calentador de aire secundario ingresa al calentador de aire primario, el cual cuenta con 1134 tubos de dimensiones $\varnothing 2 \frac{1}{2}'' \times 194''$ del tipo Acero SAE 1008/1012/DIN 2308 $2 \frac{1}{2}'' \times 25' \times 2.25$ mm con un área de transferencia de calor de 1119,76 m², el aire pasa a través de los tubos y los gases por el interior de los tubos, los gases ingresan al calentador a 350 °C aproximadamente. El aire caliente sale del calentador de aire a 240 °C aproximadamente y a través del ducto de aire primario ingresa el aire caliente a bajo parrillas, para combustión del bagazo. Cabe mencionar que recientemente se implementó el sistema de aire secundario en la caldera FW-1, el cual extrae una fracción de aire del ducto de aire primario, mediante un ventilador centrifugo que cuenta con un motor de 100 HP, el cual envía aire sobre fuego para mejorar la eficiencia de combustión en el hogar de la caldera y evitar inquemados en la salida.

2.18.7. Sistema de evacuación de gases. Los gases provenientes del hogar de la caldera producto de la combustión del bagazo, el cual se combustiona a una temperatura promedio de 945 °C en las parrillas de la caldera, ingresan al serpentín o sobrecalentador, ingresan a este a 550 °C aproximadamente, transfieren calor por convección hacia en sobrecalentador, el cual cuenta con 20 tubos de dimensiones $\varnothing 2'' \times L 1165''$ del tipo Tubo de Acero SA-213-T11 $2'' \times 25' \times 4.25$ mm y área de transferencia de calor de 94,45 m² en el sobrecalentador primario y en el sobrecalentador secundario se tiene 20 tubos de dimensiones $\varnothing 2'' \times L 1105''$ del tipo Tubo de Acero SA-213-T11 $2'' \times 25' \times$

4.25 mm y área efectiva de transferencia de calor de 89,6 m², el vapor saturado proveniente del domo superior ingresa al sobrecalentador primario y deriva hacia el header de vapor sobrecalentado y del mismo ingresa al sobrecalentador secundario y luego al header de salida de vapor sobrecalentado, luego el vapor atraviesa la válvula principal de salida de vapor sobrecalentado.

Luego de atravesar el sobrecalentador los gases ingresan al banco de convección, el cual cuenta con 1170 tubos de domo inferior a domo superior, los tubos son del tipo Tubo AC ASTM A178 GA 2" x 25' x 3,4 mm y comprende un área efectiva de transferencia de calor de 1153,7 m², los gases salen del banco de convección e ingresan al calentador de aire, tal y como se explicó anteriormente, los gases son evacuados por el ventilador de tiro inducido y dirigidos hacia el lavador de gases. El ventilador de tiro inducido es del tipo centrífugo doble radial y tiene una presión estática de -4,5 in H₂O, con lo cual evacua los gases del horno de la caldera. Es importante controlar el tiro del horno el cual debe permanecer entre -0,08 a -0,14 in H₂O de presión.

El ventilador de tiro inducido evacua los gases al lavador de gases, en la caldera FW-3 se integró recientemente el lavador de gases pero en este caso el lavador de gases se encuentra en la salida de gases del calentador de aire y el ventilador de tiro inducido después del lavador de gases, el ventilador de tiro inducido evacua los gases hacia la chimenea. El lavador de gases contiene rociadores con toberas para atrapar material articulado de las cenizas provenientes con los gases de combustión y reducir la emanación gases

contaminantes. Después del lavador de gases, ingresan a la chimenea para ser evacuados al ambiente.

2.18.8. Calderas Foster Wheeler. La caldera FW N° 01 modificada recientemente a pinhole, cuenta con una capacidad de generación de 50 ton por hora de vapor sobrecalentado a condiciones de 400 °C y 600 psig, tiene un sistema de aire secundario recientemente integrado, el cual consta de un ventilador centrifugo que inyecta aire sobrefuego a partir del ducto de aire primario a una temperatura de 240 °C. Lo cual ayuda a mejorar la eficiencia de combustión en el horno de la caldera. La caldera FW N° 01 tiene en el horno u hogar un área efectiva de transferencia de calor de 156,2 m² en la pared frontal con 41 tubos de dimensiones Ø 3" x 494,57" del tipo Tubo AC ASTM A-178 GA 3" x 25' x 4.25 mm, en la pared posterior con un área efectiva de transferencia de calor de 142,2 m² con 41 tubos de dimensiones Ø 3" x (571,3" - 584,3") del tipo Tubo AC ASTM A-178 GA 3" x 25' x 4.25 mm, en la pared lateral derecha con un área efectiva de transferencia de calor de 69,9 m² con 24 tubos de dimensiones Ø 3" x 479" del tipo Tubo AC ASTM A-178 GA 3" x 25' x 4.25 mm, en la pared lateral izquierda con un área efectiva de transferencia de calor de 69,9 m² con 24 tubos de dimensiones Ø 3" x 479" del tipo Tubo AC ASTM A-178 GA 3" x 25' x 4.25 mm, bajo parrillas con 41 tubos de dimensiones Ø 3" x 210" y un área efectiva de 52,35 m², 14 tubos alimentadores bajo parrilla de dimensiones Ø 3" x L 202" del tipo Tubo AC ASTM A-178 GA 3" x 25' x 4.25 mm con área efectiva de 17,20 m², en el sobretecho con 14 tubos del tipo Tubo

AC ASTM A-178 GA 3" x 25' x 4.25 mm con distinta longitud y un área efectiva de 11,64 m², en el banco de convección con un área efectiva de 1153,7 m² y finalmente en el sobrecalentador con un área efectiva de 184,05 m².

La caldera FW N° 03 cuenta con una capacidad de generación de 50 Ton por hora de vapor sobrecalentado a condiciones de 400 °C y 600 psig, recientemente se le implementó un lavador de gases, un nuevo ventilador de tiro inducido centrifugo doble radial el cual es accionado por un motor eléctrico de 400 HP.

La caldera FW N° 03 tiene en el horno u hogar un área efectiva de transferencia de calor de 158,84 m² en la pared frontal con 41 tubos de dimensiones Ø 3" x 637,13" del tipo Tubo AC ASTM A-178 GA 3" x 25' x 4.25 mm, en la pared posterior con un área efectiva de transferencia de calor de 138,24 m² con 41 tubos de dimensiones Ø 3" x (548,22" - 561,1") del tipo Tubo AC ASTM A-178 GA 3" x 25' x 4.25 mm, en la pared lateral derecha con un área efectiva de transferencia de calor de 73 m² con 24 tubos de dimensiones Ø 3" x 500,25" del tipo Tubo AC ASTM A-178 GA 3" x 25' x 4.25 mm, en la pared lateral izquierda con un área efectiva de transferencia de calor de 73 m² con 24 tubos de dimensiones Ø 3" x 500,25" del tipo Tubo AC ASTM A-178 GA 3" x 25' x 4.25 mm, bajo parrillas con 41 tubos de dimensiones Ø 3" x 237" y un área efectiva de 59,08 m², en el sobretecho con 14 tubos del tipo Tubo AC ASTM A-178 GA 3" x 25' x 4.25 mm con distinta

longitud y un área efectiva de 11,64 m², en el banco de convección con un área efectiva de 1153,7 m² y finalmente en el sobrecalentador con un área efectiva de 184,05 m².

El operador de calderas debe de tener conocimiento de los parámetros necesarios con los cuales deben operar las calderas. Para lo cual debe de seguir los lineamientos establecidos por el departamento, los manuales de cada equipo que conforman la caldera y los instructivos de operación.

Los parámetros más importantes que se deben de controlar durante la operación de la unidad generadora de vapor, como por ejemplo la presión, temperatura, nivel de agua en el domo, nivel de agua en el desaireador, temperatura del agua en el desaireador, los cuales se deben verificar permanentemente durante la operación.

La presión y temperatura del vapor se puede controlar verificando la alimentación continua de bagazo, verificando la correcta distribución de bagazo en las parrillas de la caldera, regulando el inyector de aire, regulando la válvula reductora de 150 psi, como última alternativa, si se presenta caída de presión excesiva fuera del rango, el operador debe optar por parar la molienda para recuperar presión se vapor.

El nivel de agua en el domo es el parámetro más importante a controlar, es por eso que el operador debe verificar continuamente, en el visor de nivel y en la pantalla del operador. Para controlar adecuadamente, el operador tiene varias alternativas como por ejemplo verificar la alimentación continua de agua,

arrancar o parar una bomba según la necesidad, si el nivel de agua es demasiado bajo se puede abrir el bypass de la válvula de ingreso de agua hasta recuperar nivel y luego cerrarla, si el nivel de agua es demasiado elevado abrir las válvulas de purgas de los domos hasta mantener el nivel adecuado y luego cerrarlas.

2.18.9. Elaboración. El área de elaboración cuenta con siete principales etapas, las cuales son extracción (trapiche), purificación (encalamiento, calentamiento, clarificación), evaporación, cristalización, centrifugación, secado y embolsado.

Antes de entrar el jugo mezclado colado (proviene de trapiche) a los tanques de encalado, se eleva su temperatura (hasta 75°C aprox.), con el fin de hacer un encalamiento en caliente y lograr una mejor actividad de la cal.

El jugo que sale de trapiche tiene un pH de 5.0 - 5.5, lo que predispone a que se invierta el jugo, por tal motivo se le agrega una lechada de cal (8 a 9°Be) en forma automática, con la finalidad de incrementar el pH hasta un rango de 7.7 a 8.2.

El segundo calentamiento debe, necesariamente, pasar la temperatura de ebullición y es bueno llevarlo hasta los 105 °C para no arriesgarse a caer abajo de los 101° , en que se produce una disminución en la eficiencia de la clarificación.

El calentamiento se lleva a cabo en intercambiadores de calor de tubo y carcasa en los cuales el vapor (agente de calentamiento) va por el exterior de los tubos y el jugo va por el interior. Estos equipos son de varios pasos lo que permite

aumentar la velocidad del jugo en el equipo y mejorar la eficiencia de transmisión de calor.

En este proceso es conveniente que el jugo sea calentado a una temperatura superior de 2 a 3°C al punto de ebullición del jugo a presión atmosférica (100.6°C).

El jugo encalado (caliente), antes de entrar a los tanques de clarificación, debe de elevarse aún más su temperatura, hasta la requerida en los equipos de clarificación (105°C), siendo el control de la misma muy importante.

En esta parte hay que considerar y supervisar la preparación del floculante la que debe de estar en una proporción de 4 a 8ppm con respecto al jugo, la misma que también debe de eliminarse el aire que tenga contenido, para lo cual el equipo de clarificación en la alimentación cuenta con un desaireador o tanque flash, que cumple la función de eliminar el aire y evitar que el mismo pase al clarificador y cause revoloteo, con el consecuente arrastre de cachaza en el jugo clarificado. Estas dos funciones lo realizan la Torre pre floculadora.

El jugo clarificado que sale de los clarificadores es sometido a un proceso de evaporación en un sistema de evaporación de múltiple efecto para elevar las concentraciones de 13 a 65 °Brix aproximadamente, eliminando una gran parte de agua. Para esta operación se dispone de un tanque de jugo claro y en el cual se encuentran 2 bombas que enviarán el jugo clarificado a los pre-evaporadores, funcionando una de estas y la otra en reserva.

La evaporación de jugos, en la industria azucarera, consiste en la eliminación de la mayor parte del agua del jugo clarificado hasta conseguir un jarabe de 60 a 65°Brix, lo cual se hace en los evaporadores al vacío de quintuple efecto.

El jugo clarificado debe ser llevado a los evaporadores rápidamente y de forma continua, manteniéndose un nivel operativo entre 25 - 30 % de la altura de los tubos. En esta etapa de concentración, el jugo pierde alrededor del 70 a 75 % de agua, la que es aprovechada para alimentación de las calderas de vapor, en la imbibición de los molinos.

El sistema de evaporación en quintuple efecto consta de 10 evaporadores en serie y paralelo, teniendo dos cuerpos para el primer efecto (pre-evaporadores), los cuales se les denomina: pre-1 y pre-2. Seguido por los siguientes efectos denominados, evaporadores: evap-1, evap-2, evap-3, evap-4, evap-5, evap-6 evap-7 y evap-8, estos dos últimos funcionan como 5 Efecto y operan de manera alternada.

La cristalización constituye la formación del grano de azúcar y es de primordial importancia por su calidad, esta se verifica cargando al tacho con jarabe, después que se ha puesto en comunicación con el condensador y se ha normalizado el vacío, que suele ser de 25 a 26 pulgadas de mercurio, hasta cubrir la superficie calórica con jarabe. Se admite vapor vegetal en la calandria para concentrar el jarabe hasta su punto de cristalización.

En el proceso de secado se elimina el grado de agua (humedad) en un secador enfriador rotativo que regula la temperatura final del azúcar y un tamiz que separa los terrones de azúcar para su envasado.

2.18.10. Generación de energía. Parte del vapor sobrecalentado generado en

calderas es enviado a los turbo-generadores para generación de energía eléctrica, en las instalaciones de la planta se cuenta con dos turbo-generadores, uno de 21,7 MW y el otro de 3 MW.

El Turbogenerador de 21,7 MW cuenta con una turbina de contrapresión TGM BT-40 y un generador marca Weg acoplado a la turbina, en la Tabla 2.3 se muestra las condiciones de funcionamiento del grupo Turbo-generador.

Tabla 2.3. *Condiciones de funcionamiento del turbogenerador TGM de 21MW.*

Condiciones de funcionamiento	1	2	unidad
Potencia en los terminales del generador	16680	21710	kW
Presión de vapor en la entrada	43	66	Bar (a)
Temperatura del vapor a la entrada	400	510	°C
Flujo de entrada de vapor	115	115	Ton/h
Presión de vapor de contrapresión	2.5	2.5	Bar (a)
Temperatura de salida del vapor	127	134	°C
Rotación de la turbina	6800	6800	Rpm
Rotación del generador	1800	1800	Rpm
Eficiencia del generador	97.8	97.8	%
Eficiencia del reductor	98.5	98.5	%

Fuente: División de energía de ASJ SAA.

El turbo-generador de 3 MW cuenta con un conjunto turbina generador de la marca General Electric (GE). En la Tabla 2.4 se muestra las condiciones de funcionamiento del turbo-generador GE.

Tabla 2.4 *Condiciones de funcionamiento del turbogenerador GE de 3MW.*

Condiciones de funcionamiento	valor	unidad
Potencia en los terminales del generador	2650	kW
Presión de vapor en la entrada	39.88	Bar (a)
Temperatura del vapor a la entrada	389	°C
Presión de condensador	0.11	Bar (g)
Presión de vapor de contrapresión	2.5	Bar (a)
Temperatura de salida del vapor	190	°C
Rotación de la turbina	6800	Rpm
Rotación del generador	1800	Rpm

Fuente: División de energía de ASJ SAA.

Actualmente el turo-generador GE de 3 MW se encuentra en stand-by, solo se encuentra en funcionamiento el turbo-generador de 21 MW TGM, el cual genera actualmente 5,5 MW aproximadamente para satisfacer la demanda de energía de la planta. En la Figura 2.10 se muestra el resumen de la potencia instalada por área de la planta.

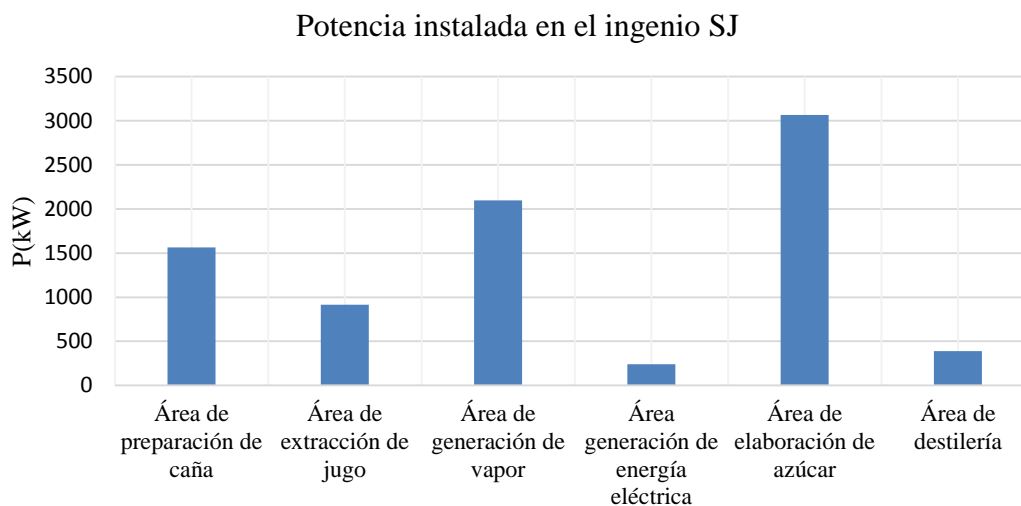


Figura 2.10. Resumen de la potencia instalada por área de planta de ASJ SAA.

Fuente: División de energía de ASJ SAA.

Es importante mencionar que la empresa también cuenta con una demanda adicional de energía, la cual corresponde al departamento de campo para bombeo de pozos de agua para los sembríos de la caña de azúcar, la demanda aproximada de esta área es de 1,8 MW la cual satisface con energía suministrada por la concesionaria de Hidrandina.

2.18.11. Ecuaciones para el balance de energía y exergía.

2.18.11.1. Parámetros relevantes del ingenio. La energía primaria con la que se cuenta en Agroindustrias San Jacinto es el bagazo de la caña de azúcar, el cual se obtiene en molienda o trapiche. Las propiedades físico-químicas del bagazo son ligeramente variables, dependen de la calidad, composición, fibra presente en caña. El porcentaje presente de fibra en el bagazo se puede determinar mediante la ecuación 15.

$$F = 1 - \frac{s}{r} - \omega \quad (15)$$

En donde:

s : Pol o sacarosa en el bagazo.

r : Pureza presente en el jugo residual.

ω : Humedad en el bagazo.

La cantidad de bagazo producido a partir de la cantidad de caña molida se determina mediante la ecuación 16 en Ton/día o kg/s dependiendo de las unidades utilizadas en molienda.

$$B = TCD * \frac{f}{F} \quad (16)$$

En donde:

TCD : Toneladas de caña molidas por día.

f : Fibra presente en la caña en porcentaje.

F : Fibra presente en el bagazo en porcentaje.

Actualmente la capacidad de molienda de caña de Agroindustrias San Jacinto llega a superar las 4000 Ton/día. Objetivo que ha conseguido gracias a la ampliación e instalación de desfibradores en trapiche, cambio turbinas vapor de accionamiento por motores eléctricos en los ventiladores de tiro inducido de las dos calderas.

El bagazo como lo mencionamos posee propiedades físico-químicas ligeramente variables, la humedad aproximada es de 48.5%, el pol o sacarosa presente en el bagazo es aproximadamente 1.82%, el cual es relativamente bajo con respecto a otros ingenios azucareros, la fibra presente en el caña se encuentra alrededor de 14.8%. La cantidad de bagazo disponible suele estar alrededor del 30% del total de caña molida.

Con las propiedades mencionadas y las ecuaciones anteriores se puede determinar el poder calorífico inferior del bagazo con la ayuda de la ecuación 17 según Hugot, (1982) el cual es de ayuda para realizar el balance de energía.

$$PCI_{bag} = (4250 - 4850 * \omega) * 4.186 [kJ/kg] \quad (17)$$

En donde:

ω : Humedad en el bagazo [%]

Para realizar el cálculo de potencia demandada en los molinos, es necesario determinar la carga fibrosa de la caña que atraviesa cada molino o desfibrador, ecuación 18. La carga fibrosa mide el porcentaje al que trabaja un molino, a una carga fibrosa específica más alta corresponde un colchón de bagazo más grande en relación al diámetro de los cilindros del molino Hugot, (1982).

$$q_f = \frac{(TCH * f * 1000)}{60\pi * D_{maz}^2 * n_{mol} * L_{maz}} [kg/m^2/m] \quad (18)$$

En donde:

TCH : Toneladas de caña por hora promedio [Ton/h]

f : Fibra presente en la caña en el ingreso en relación con la unidad

D_{maz} : Diámetro efectivo de las mazas [m]

n_{mol} : Velocidad de los molinos [RPM]

L_{maz} : Longitud de las mazas [m]

La determinación de la potencia consumida en los molinos es algo compleja de realizar, ya que influyen distintos factores para su terminación. Sin embargo Hugot, (1982) propone una ecuación aproximada, ecuación 19 y ecuación 20.

$$T_n = n_{mol} * D_{maz} * \left[PHT * \left(0,5 * \sqrt{\frac{q_f}{\rho_{b-j} * F_1}} + 0,05 \right) + 4 * L_{maz} \right] [HP] \quad (19)$$

En donde:

D_{maz} : Diámetro efectivo de las mazas [m]

n_{mol} : Velocidad de los molinos [RPM]

PHT : Presión total aplicada al cilindro del molino [Ton-f]

q_f : Carga Fibrosa [kg/m2/m]

ρ_{b-j} : Densidad de la mezcla bagazo-jugo [kg/m3]

F_1 : Fibra en bagazo en la salida en relación a la unidad

L_{maz} : Longitud de las mazas [m]

Potencia demandada en los molinos, producto de rozamiento en los muñones del molino (Hugot, 1982, pág. 191).

$$T_{n2} = 0,02 * PHT * n_{mol} * D_{maz} [HP] \quad (20)$$

En donde:

D_{maz} : Diámetro efectivo de las mazas [m]

n_{mol} : Velocidad de los molinos [RPM]

PHT : Presión total aplicada al cilindro del molino [Ton-f]

La potencia total demandada en los molinos es la suma de T_n y T_{n2} . Se debe de considerar siempre que exista una demanda de potencia a la salida del accionamiento de los molinos, existirá también deficiencias en

la transmisión de potencia mecánica, los cuales se les puede considerar valores próximos como, 0.9 de rendimiento en las coronas, 0.98 en los engranajes, 0.95 por fricción en los bronce, 0.85 de eficiencia en el reductor de velocidad.

2.18.11.2. Generación de vapor. La pérdida de calor más importante en la generación de vapor es el calor sensible arrastrado por los gases de combustión en las calderas o generadores de vapor. La ecuación 21 ayuda a calcular la pérdida de calor sensible por los gases de combustión.

$$q_g = t_g * (1 - \omega) * \left[1,4 * (1 + m) + \frac{0,5}{1 - \omega} - 0,12 \right] * 4,186 [kJ/kg] \quad (21)$$

En donde:

t_g : Temperatura de salida de los gases [°C]

ω : Humedad en el bagazo en relación a la unidad

m : Exceso de aire en relación a la unidad

El calor transferido al vapor puede determinarse mediante la ecuación 22 propuesta por Hugot, (1982).

$$M_v = [PCI_{bag} - q_g] * \alpha * \beta * \eta \quad (22)$$

En donde:

PCI_{bag} : Poder calorífico inferior del bagazo [kJ/kg]

q_g : Pérdida de calor sensible por la salida de los gases [kJ/kg]

α : Coeficiente por sólidos no quemados

β : Coeficiente de transferencia de calor por radiación

η : Eficiencia de combustión

La eficiencia global en las calderas o generadores de vapor, se puede determinar de dos maneras. Utilizando el método indirecto, el cual consiste en evaluar todas las pérdidas de calor presentes en el generador de vapor, y el método directo, el cual consiste en evaluar directamente mediante la ecuación 23, los flujos de vapor y agua de alimentación y compararlo con el poder calorífico del combustible.

$$\eta_{cal} = \frac{[\dot{M}_{vcal} * h_{vcal} - \dot{M}_{acal} * h_{acal}]}{\dot{B}_{cal} * PCI_{bag}} * 100\% \quad (23)$$

En donde:

\dot{M}_{vcal} : Flujo de vapor de salida del generador [kg/s]

h_{vcal} : Entalpía del vapor de salida del generador [kJ/kg]

\dot{M}_{acal} : Flujo de agua de alimentación de ingreso al generador [kg/s]

h_{acal} : Entalpía del agua de alimentación de ingreso al generador [kJ/kg]

\dot{B}_{cal} : Flujo de bagazo o combustible [kg/s]

PCI_{bag} : Poder calorífico inferior del bagazo o combustible [kJ/kg]

2.18.11.3. Balance de energía y vapor. Para realizar el balance de energía de un sistema se debe de tener en cuenta que, el cambio neto (aumento o disminución) de la energía total del sistema durante un proceso es igual a

la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso. La ecuación 24 es conocida como balance de energía y es aplicable para cualquier tipo de sistema que experimenta cualquier clase de proceso Çengel & Boles, (2011).

$$E_{entrada} - E_{salida} = \Delta E_{sistema} \quad (24)$$

El principio de conservación de la masa para un volumen de control se puede expresar como la transferencia neta de masa hacia o desde el volumen de control durante un intervalo de tiempo t es igual al cambio neto (incremento o disminución) en la masa total dentro del volumen de control durante t Çengel & Boles, (2011).

$$m_{entrada} - m_{salida} = \Delta m_{VC} \quad (25)$$

Cuando se trata de un sistema de flujo estacionario se puede utilizar la ecuación 26 para el balance de masa del sistema.

$$\sum_{entrada} \dot{m} = \sum_{salida} \dot{m} \quad [kg/s] \quad (26)$$

Para el balance de energía de un volumen de control o sistema de flujo estacionario.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{entrada} + \dot{W}_{entrada} + \sum_{entrada} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) \\ = \dot{Q}_{salida} + \dot{W}_{salida} + \sum_{salida} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) \end{aligned} \quad (27)$$

Con base a las ecuaciones 24, 25, 26 y 27 se realiza el balance de energía, para determinar la demanda de cada equipo o proceso que requiere el sistema de cogeneración de la fábrica.

En la zona de elaboración la mayor demanda de energía o vapor necesario para los procesos, se tiene en el pre-evaporador, la cantidad de vapor vegetal producido en él se determina mediante la ecuación 28.

$$\dot{E}_p = j * \left(1 - \frac{B_{xj}}{B_{xs}}\right) [Ton/h] \quad (28)$$

En donde:

j : Flujo de jugo clarificado [Ton/h]

B_{xj} : Brix del jugo clarificado [%]

B_{xs} : Brix a la salida del pre-evaporador [%]

Para determinar la cantidad necesaria de vapor para evaporar y concentrar el jugo descrito en la ecuación 29, se realiza un balance de energía y masa utilizando la ecuación 30.

$$\begin{aligned} \dot{V}_e * h_e + j * cp_i * T_i \\ = p * (\dot{V}_e * h_e + j * cp_i * T_i) + \dot{V}_e * h_c + \dot{E}_p * h_E + (j - \dot{E}_p) \\ * cp_s * T_s \end{aligned} \quad (29)$$

En donde:

\dot{V}_e : Flujo de vapor saturado demandado por el pre-evaporador [kg/s]

h_e : Entalpía del vapor saturado [kJ/kg]

\dot{J} : Flujo de jugo clarificado de ingreso [kg/s]

cp_i : Calor especifico del jugo clarificado [kJ/kg-°C]

T_i : Temperatura de ingreso del jugo clarificado [°C]

p : Porcentaje de pérdidas con relación a la unidad

h_c : Entalpía de salida del condensado [kJ/kg]

\dot{E}_p : Flujo de vapor vegetal producido [kg/s]

h_E : Entalpía del vapor vegetal producido [kJ/kg]

cp_s : Calor especifico del jugo concentrado a la salida [kJ/kg-°C]

T_s : Temperatura del jugo concentrado a la salida [°C]

Puesto que la demanda de vapor en el pre-evaporador es necesaria conocerla para realizar el balance, también es sabido que se utiliza vapor saturado y el vapor de escape de las turbinas de vapor es ligeramente sobrecalentado, por tanto se utiliza un saturador. Para realizar el balance de energía en el saturador se utiliza la ecuación 30.

$$\dot{M}_e * h_{es} + \dot{m}_{as} * h_{as} = p * \dot{M}_e * h_{es} + \dot{M}_a * h_e \quad (30)$$

En donde:

\dot{M}_e : Flujo de vapor de escape para procesos [kg/s]

h_{es} : Entalpía del vapor de escape [kJ/kg]

\dot{m}_{as} : Flujo de agua necesario en el saturador [kg/s]

h_{as} : Entalpía del agua de ingreso al saturador [kJ/kg]

p : Porcentaje de pérdidas en el saturador en relación a la unidad

\dot{M}_a : Flujo de vapor saturado de salida del saturador [kg/s]

h_e : Entalpía del vapor saturado de salida del saturador [kJ/kg]

También es necesario realizar el balance de energía y masa en el desaireador térmico, para determinar su demanda de vapor de escape, se puede determinar mediante la ecuación 31.

$$\dot{m}_{cs} * h_{cs} + \dot{M}_D * h_{es} = p * (\dot{m}_{cs} * h_{cs} + \dot{M}_D * h_{es}) + \dot{M}_{AA} * h_{AA} \quad (31)$$

En donde:

\dot{m}_{cs} : Flujo de condensado de retorno de procesos en elaboración [kg/s]

h_{cs} : Entalpía del condensado de retorno [kJ/kg]

\dot{M}_D : Flujo de vapor de escape necesario en el desaireador [kg/s]

h_{es} : Entalpía del vapor de escape [kJ/kg]

p : Porcentaje de pérdidas en el desaireador en relación a la unidad

\dot{M}_{AA} : Flujo de agua de alimentación de salida del desaireador [kg/s]

h_{AA} : Entalpía del agua de salida del desaireador [kJ/kg]

Para determinar la demanda de vapor de las turbinas de vapor de accionamiento mecánico y turbinas de vapor de los generadores eléctricos es necesario determinar la eficiencia isoentrópica de cada una de ellas, para ello se utiliza la ecuación 32.

$$\eta_{Tv} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} * 100\% \quad (32)$$

En donde:

h_1 : Entalpía del vapor de ingreso a la turbina [kJ/kg]

h_2 : Entalpía real del vapor a la salida de la turbina de vapor [kJ/kg]

h_{2s} : Entalpía isoentrópica del vapor a la salida de la turbina de vapor [kJ/kg]

El consumo específico por unidad de potencia de las turbinas de vapor, se determina mediante la ecuación 33.

$$C_s = \frac{3600}{\eta_m * (h_1 - h_2)} \text{ [kg/kW - h]} \quad (33)$$

En donde:

η_m : Eficiencia mecánica de la turbina de vapor en relación a la unidad

h_1 : Entalpía del vapor de ingreso a la turbina [kJ/kg]

h_2 : Entalpía real del vapor a la salida de la turbina de vapor [kJ/kg]

2.18.11.4. Balance de exergía. Para realizar el análisis exergético se debe de tener en consideración los siguientes aspectos:

- Describir el proceso y los sistemas que intervienen en el estudio.
- Identificar los volúmenes de control del objeto de estudio.
- Idealizar los procesos si es necesario para una mejor comprensión.
- Realizar el balance de masa y energía.
- Determinar la disponibilidad o exergía y la destrucción de exergía en cada uno de los componentes.
- Determinar la eficiencia exergética de cada componente.
- Realizar un diagrama de flujo de exergía destruida.

- Identificar las principales o más importantes potenciales de destrucción de exergía.

Partiendo de la ecuación 34 y 35, como fórmula general de balance de exergía, se realiza el balance exergético para los principales componentes de planta y determinar la exergía destruida de cada uno.

$$\begin{aligned} \dot{W}_u = \sum_{sal} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz - T_0 \cdot s \right)_s \cdot \dot{m}_s - \sum_{ent} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz - T_0 \cdot s \right)_e \cdot \dot{m}_e \\ - \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) + \frac{d(E + P_0 \cdot V - T_0 \cdot S)_{VC}}{dt} + T_0 \cdot \dot{\sigma}_{VC} \end{aligned} \quad (34)$$

Exergía de flujo de una corriente estacionaria:

$$\begin{aligned} \psi = (h + e_c + e_p - T_0 \cdot s) - (h_0 + e_{p0} - T_0 \cdot s_0) \\ = h - h_0 - T_0(s - s_0) + (e_{c2} - e_{c1}) + (e_{p2} - e_{p1}) \end{aligned} \quad (35)$$

A continuación se realiza el balance de exergía en los distintos puntos designados, tal como se muestra en el Anexo 18.

Los balances de exergía de cada componente del sistema de cogeneración se describen a continuación, para obtener la exergía destruida o irreversibilidad en cada uno de ellos, así como también la eficiencia exergética en cada uno:

- Balance exergético en Turbo-bomba Warren N° 1.

Irreversibilidad en la bomba:

$$I_{bw1} = E_1 - E_3 + W_{bw1} \quad (36)$$

Eficiencia exergética en la bomba:

$$e_{bw1} = \frac{E_3 - E_1}{W_{bw1}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (37)$$

Irreversibilidad en la turbina:

$$I_{bs1} = E_{18,1} - E_{22,1} - W_{bw1} / n_{mb} \quad (38)$$

Eficiencia exergética en la turbina:

$$e_{bs1} = \frac{W_{bw1} / n_{mb}}{E_{18,1} - E_{22,1}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (39)$$

- Balance exergético en la Electro-bomba Warren N°2.

Irreversibilidad en la Electro-bomba:

$$I_{bw2} = E_2 - E_4 + W_{bw2} \quad (40)$$

Eficiencia exergética en la Electro-bomba:

$$e_{bw2} = \frac{E_4 - E_2}{W_{bw2}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (41)$$

- Balance exergético en la válvula reductora de presión 600/15 psi.

Irreversibilidad en la válvula reductora:

$$I_{vr} = \left(\frac{E_{13}}{m_{13}} \right) \cdot m_{16} - E_{16} \quad (42)$$

- Balance exergético en el Turbo-generador General Electric de 3 MW.

Irreversibilidad en el Turbo-generador:

$$I_{ge} = E_{14} - E_{19} - E_{33} - W_{ge} \quad (43)$$

Eficiencia exergética en el Turbo-generador:

$$e_{ge} = \frac{W_{ge}}{E_{14} - E_{19} - E_{33}} \cdot 100 \text{ [\%]} \quad (44)$$

- Balance exergético en el Turbo-generador TGM de 21 MW

Irreversibilidad en el Turbo-generador:

$$I_{igm} = E_{15} - E_{20} - W_{igm} \quad (45)$$

Eficiencia exergética en el Turbo-generador:

$$e_{igm} = \frac{W_{igm}}{E_{15} - E_{20}} \cdot 100 \text{ [\%]} \quad (46)$$

- Balance exergético en turbina de machete N° 1.

Irreversibilidad en la turbina:

$$I_{m1} = E_{17,1} - E_{21,1} - W_{m1} \quad (47)$$

Eficiencia exergética en la turbina:

$$e_{m1} = \frac{W_{m1}}{E_{17,1} - E_{21,1}} \cdot 100 \text{ [\%]} \quad (48)$$

- Balance exergético en turbina de molino N° 2 y N° 3.

Irreversibilidad en la turbina:

$$I_{m23} = E_{17,2} - E_{21,2} - W_{m23} \quad (49)$$

Eficiencia exergética en la turbina:

$$e_{m23} = \frac{W_{m23}}{E_{17,2} - E_{21,2}} \cdot 100 \text{ [\%]} \quad (50)$$

- Balance exergético en turbina de molino N° 4 y N° 5.

Irreversibilidad en la turbina:

$$I_{m45} = E_{17,3} - E_{21,3} - W_{m45} \quad (51)$$

Eficiencia exergética en la turbina:

$$e_{m45} = \frac{W_{m45}}{E_{17,3} - E_{21,3}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (52)$$

- Balance exergético en turbina de molino N° 6.

Irreversibilidad en la turbina:

$$I_{m6} = E_{17,4} - E_{21,4} - W_{m6} \quad (53)$$

Eficiencia exergética en la turbina:

$$e_{m6} = \frac{W_{m6}}{E_{17,4} - E_{21,4}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (54)$$

- Balance exergético en la Turbo-bomba W-600.

Irreversibilidad en la bomba:

$$I_{bw600} = E_{43} - E_{44} + W_{bw600} \quad (55)$$

Eficiencia exergética en la bomba:

$$e_{bw600} = \frac{E_{44} - E_{43}}{W_{bw600}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (56)$$

Irreversibilidad en la turbina:

$$I_{sw600} = E_{18,2} - E_{22,2} - W_{bw600} / n_{mb} \quad (57)$$

Eficiencia exergética en la turbina:

$$e_{sw600} = \frac{W_{bw600} / n_{mb}}{E_{18,2} - E_{22,2}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (58)$$

- Balance exergético en el saturador.

Irreversibilidad en el saturador:

$$I_{sat} = E_{24} + E_5 - E_{25} \quad (59)$$

- Balance exergético en el Pre-evaporador.

Irreversibilidad en el Pre-evaporador:

$$I_{pre} = E_{26} - E_{31} - \left(\frac{E_{32}}{m_{32}} - \frac{E_{29}}{m_{29}} \right) \cdot m_{32} - \left(\frac{E_{30}}{m_{30}} - \frac{E_{29}}{m_{29}} \right) \cdot m_{30} \quad (60)$$

Eficiencia exergética en el Pre-evaporador:

$$e_{pre} = \frac{\left(\frac{E_{32}}{m_{32}} - \frac{E_{29}}{m_{29}} \right) \cdot m_{32} + \left(\frac{E_{30}}{m_{30}} - \frac{E_{29}}{m_{29}} \right) \cdot m_{30}}{E_{26} - E_{31}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (61)$$

- Balance exergético en el área de Destilería.

Irreversibilidad en el área de Destilería:

$$I_{dest} = E_{28} - E_{28,4} - m_{28,3} \cdot \left(\frac{E_{28,3}}{m_{28,3}} - \frac{E_{28,1}}{m_{28,1}} \right) - m_{28,2} \cdot \left(\frac{E_{28,2}}{m_{28,2}} - \frac{E_{28,1}}{m_{28,1}} \right) \quad (62)$$

Eficiencia exergética en el área de Destilería:

$$e_{dest} = \frac{m_{28,3} \cdot \left(\frac{E_{28,3}}{m_{28,3}} - \frac{E_{28,1}}{m_{28,1}} \right) - m_{28,2} \cdot \left(\frac{E_{28,2}}{m_{28,2}} - \frac{E_{28,1}}{m_{28,1}} \right)}{E_{28} - E_{28,4}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (63)$$

- Balance exergético en el condensador.

Irreversibilidad en el condensador:

$$I_{cond} = E_{33} - E_{37} - \left(1 - \frac{T_0}{305 \text{ [K]}} \right) \cdot (m_{33} \cdot (h_{33} - h_{37})) \quad (64)$$

- Balance exergético en la bomba del condensador.

Irreversibilidad en la bomba del condensador:

$$I_{bco} = E_{37} - E_{38} + W_{bco} \quad (65)$$

Eficiencia exergética en la bomba del condensador:

$$e_{bco} = \frac{E_{38} - E_{37}}{W_{bco}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (66)$$

- Balance exergético en la bomba de agua de refrigeración.

Irreversibilidad en la bomba de agua de refrigeración:

$$I_{bref} = E_{35} - E_{36} + W_{bref} \quad (67)$$

Eficiencia exergética en la bomba de agua de refrigeración:

$$e_{bref} = \frac{E_{36} - E_{35}}{W_{bref}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (68)$$

- Balance exergético en el tanque de calidad.

Irreversibilidad en el tanque de calidad:

$$I_{tanq} = E_{31} - E_{38} + E_{39} - E_{40} \quad (69)$$

- Balance exergético en la bomba del tanque de calidad.

Irreversibilidad en la bomba del tanque de calidad:

$$I_{btq} = E_{40} - E_{41} + W_{btq} \quad (70)$$

Eficiencia exergética en la bomba de agua del tanque de calidad:

$$e_{btq} = \frac{E_{41} - E_{40}}{W_{btq}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (71)$$

- Balance exergético en el Desaireador térmico.

Irreversibilidad en el Desaireador térmico:

$$I_{desa} = m_{23} \cdot \left(\frac{E_{23}}{m_{23}} - \frac{E_{42}}{m_{42}} \right) - m_{41} \cdot \left(\frac{E_{42}}{m_{42}} - \frac{E_{41,2}}{m_{41}} \right) \quad (72)$$

Eficiencia exergética en el Desaireador térmico:

$$e_{desa} = \frac{m_{41} \cdot \left(\frac{E_{42}}{m_{42}} - \frac{E_{41,2}}{m_{41}} \right)}{m_{23} \cdot \left(\frac{E_{23}}{m_{23}} - \frac{E_{42}}{m_{42}} \right)} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (73)$$

- Balance exergético en Calderas.

Calor suministrado en calderas:

$$Q_{cal} = m_{comb} \cdot PCI_{bag} \quad (74)$$

Irreversibilidad en calderas por pérdida de calor en el hogar:

$$I_{comb} = Q_{cal} \cdot (1 - n_{cald}) \quad (75)$$

Irreversibilidad en calderas por transferencia de energía química a calorífica:

$$I_{calor} = (m_{12} + m_{10} + m_9 + m_{11}) \cdot (h_{11} - h_6) \cdot \left(\frac{T_0}{T_{45}} \right) \quad (76)$$

Irreversibilidad en calderas por transferencia de calor entre los gases y el vapor:

$$I_{gas} = T_0 \cdot (m_{12} + m_{10} + m_9 + m_{11}) \cdot \left(s_{11} - s_6 - \frac{h_{11} - h_6}{T_{45}} \right) \quad (77)$$

Eficiencia exergética en calderas:

$$e_{cald} = \frac{Q_{cal} - I_{comb} - I_{calor} - I_{gas}}{Q_{cal}} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (78)$$

- Balance exergético en el secador de bagazo.

Irreversibilidad en el secador de bagazo:

$$I_{sec} = m_{52} \cdot \left(\frac{E_{52}}{m_{52}} - \frac{E_{53}}{m_{53}} \right) - m_{47} \cdot \left(\frac{E_{47}}{m_{47}} - \frac{E_{46}}{m_{46}} \right) \quad (79)$$

Eficiencia exergética en el secador de bagazo:

$$e_{sec} = \frac{m_{47} \cdot \left(\frac{E_{47}}{m_{47}} - \frac{E_{46}}{m_{46}} \right)}{m_{52} \cdot \left(\frac{E_{52}}{m_{52}} - \frac{E_{53}}{m_{53}} \right)} \cdot 100 [\%] \quad (80)$$

- Balance exergético en el compresor del gasificador.

Irreversibilidad en el compresor del gasificador:

$$I_{cogas} = E_{54} - E_{55} + W_{cogas} \quad (81)$$

Eficiencia exergética en el compresor del gasificador:

$$e_{cogas} = \frac{E_{55} - E_{54}}{W_{cogas}} \cdot 100 [\%] \quad (82)$$

- Balance exergético en el gasificador de bagazo.

Irreversibilidad en gasificador de bagazo:

$$I_{gasif} = E_{47} + E_{55} - E_{49} \quad (83)$$

Eficiencia exergética en el gasificador de bagazo:

$$e_{gasif} = \frac{E_{49}}{E_{47} + E_{55}} \cdot 100 [\%] \quad (84)$$

- Balance exergético en el compresor de la cámara de combustión.

Irreversibilidad en el compresor:

$$I_{cocam} = E_{56} - E_{57} + W_{cocam} \quad (85)$$

Eficiencia exergética en el compresor:

$$e_{cocam} = \frac{E_{57} - E_{56}}{W_{cocam}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (86)$$

- Balance exergético en la cámara de combustión.

Irreversibilidad en la cámara:

$$I_{cam} = E_{49} + E_{57} - \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \cdot Q_{cam} \quad (87)$$

Eficiencia exergética en la cámara:

$$e_{cam} = \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \cdot \frac{Q_{cam}}{E_{49} + E_{57}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (88)$$

- Balance exergético en la turbina de gas.

Irreversibilidad en la turbina:

$$I_{tgas} = E_{50} - E_{51} - W_{tgas} \quad (89)$$

Eficiencia exergética en la turbina:

$$e_{tgas} = \frac{W_{tgas}}{E_{50} - E_{51}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (90)$$

- Balance exergético en el generador de vapor recuperador de calor (HRSG).

Irreversibilidad en el HRSG:

$$I_{HRSG} = m_{51} \cdot \left(\frac{E_{51}}{m_{51}} - \frac{E_{52}}{m_{52}} \right) - m_{59} \cdot \left(\frac{E_{59}}{m_{59}} - \frac{E_{58}}{m_{58}} \right) \quad (91)$$

Eficiencia exergética en el HRSG:

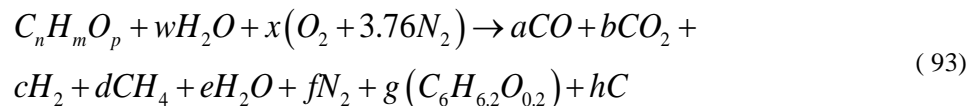
$$e_{HRSG} = m_{59} \cdot \frac{\frac{E_{59}}{m_{59}} - \frac{E_{58}}{m_{58}}}{m_{51} \cdot \left(\frac{E_{51}}{m_{51}} - \frac{E_{52}}{m_{52}} \right)} \cdot 100 \quad [\%] \quad (92)$$

2.18.11.5. Análisis de la gasificación. Para gasificar se tiene distintos tipos de

reactores, como son los de lecho móvil (en contracorriente y de flujo paralelo) y los de lecho fluidizado (burbujeante y circulante). El de lecho fluidizado burbujeante posee la ventaja de trabajar con diferentes tipos de biomasa, no posee elementos móviles y tiene elevado rendimiento térmico. Para biomasa el reactor debe operar entre 800 °C y 1000 °C.

Por lo tanto se selecciona la tecnología de gasificación tipo lecho fluidizado burbujeante para realizar el análisis correspondiente.

La ecuación de reacción global de gasificación de biomasa en un gasificador del tipo lecho fluidizado burbujeante es de la siguiente forma:

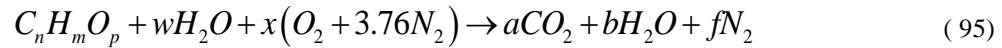


Realizando el balance de conservación de masa se tiene:

$$\begin{aligned} n &= a + b + d + 6g + h \\ m + 2w &= 2c + 4d + 2e + 6.2g \\ p + w + 2x &= a + 2b + e + 0.2g \\ f &= 3.76x \end{aligned} \quad (94)$$

En el proceso de gasificación se debe tener en cuenta que el agente gasificante (aire para este caso) se suele utilizar entre 25% y 35% del exceso de aire teórico.

Para la reacción de combustión completa se tiene:



Para determinar el aire estequiométrico se puede realizar mediante:

$$\begin{aligned} a &= n = 1 \\ b &= \frac{m}{2} + w \\ x_{stq} &= \frac{1}{2} \left(2n + \left(\frac{m}{2} \right) - w - p \right) \\ f &= \frac{1}{2} * 2 * (3.76) x_{stq} \end{aligned} \quad (96)$$

La composición final del gas pobre se determina mediante las reacciones de equilibrio, la reducción de hidrogeno a metano:



La constante de equilibrio para relacionar las reacciones parciales de la reacción:

$$K_1 = \frac{\left(\frac{P_{CH_4}}{P_0} \right)}{\left(\frac{P_{H_2}}{P_0} \right)^2} \quad (98)$$

La constante también se puede determinar suponiendo que el gas se comporta como gas ideal:

$$K_1 = \frac{d}{c^2} \quad (99)$$

Para la reacción agua y el gas:



Con la reducción del hidrogeno se tiene la segunda constante de equilibrio:

$$K_2 = \frac{\left(\frac{P_{CO_2}}{P_0}\right)\left(\frac{P_{H_2}}{P_0}\right)}{\left(\frac{P_{CO}}{P_0}\right)\left(\frac{P_{H_2O}}{P_0}\right)} \quad (101)$$

Assumiendo el comportamiento como gas ideal:

$$K_2 = \frac{bc}{ae} \quad (102)$$

Las constantes de equilibrio se pueden calcular a partir de la energía libre de Gibbs:

$$K_p = e^{\left(\frac{-\Delta G_T^0}{R_u \Delta S^0}\right)} \quad (103)$$

$$\Delta G_T^0 = \Delta H^0 - T \Delta S^0 \quad (104)$$

Zainal et. al. (2001) propone, para las constantes de equilibrio:

$$\begin{aligned} \ln K_1 = & \frac{7082.848}{T} + (-6.567) \ln T + \frac{7.466 \times 10^{-3}}{2} T \\ & + \frac{-2.164 \times 10^{-6}}{6} T^2 + \frac{0.701 \times 10^{-5}}{2(T)^2} + 32.541 \end{aligned} \quad (105)$$

$$\ln K_2 = \frac{5870.53}{T} + 1.86 \ln T + 2.7 \times 10^{-4} T + \frac{58200}{T^2} + 18.007 \quad (106)$$

El sistema de ecuaciones se puede resolver por el método de Newton-Rapson. Con el análisis del balance de energía y primera ley de la termodinámica se puede determinar la entalpía de los productos y reactivos.

$$H_{prod} = H_{react} + Q_{sal} \quad (107)$$

$$H_{react} = \sum_{react} n_i h_{f,i,298}^0 + \sum_{react} n_i \int_{298}^{T_i} C_{p_i} dT \quad (108)$$

$$h_{prod} = \sum_{prod} n_i h_{f,sp,298}^0 + \sum_{prod} n_i \int_{298}^{T_i} C_{p_i} dT \quad (109)$$

$$h_{f,biom} = PCI_{biom} + \frac{1}{M_{biom}} \sum_{i=prod} v_i \tilde{h}_{f,i} \quad (110)$$

Jiang H. & Vance R. (1992) propone una correlación para determinar la cantidad del componente gasificado a la salida del gasificador de lecho fluidizado.

$$\dot{m}_{char,pirolisis} = (2.08781 - 3.46876 \times 10^{-3} T + 1.48542 \times 10^{-6} T^2) kg / kg_{biom} \quad (111)$$

Capítulo 3

Material y método.

3.1. Metodología de investigación

En este trabajo de investigación se aplicó el método analítico, según su naturaleza del tipo descriptivo, estadístico y de campo, porque se realizó en gran medida levantamiento de información de campo. La metodología está basada en las leyes de la física, la termodinámica, química, estadística y otras.

3.2. Diseño de investigación

El diseño de la investigación está compuesto por datos de entrada, el proceso de investigación y los datos de salida. Los datos de entrada están compuestos por el sistema de cogeneración actual del ingenio San Jacinto, el proceso de investigación está compuesto por la variable independiente que es el análisis exergético y los datos de salida están compuestos por la tecnología adecuada de cogeneración.

3.2.1. Indicadores de la variable independiente.

La variable independiente

corresponde al análisis exergético y sus principales indicadores son:

- Presión (bar).
- Temperatura (°C).
- Flujo (Ton/h ó kg/s).

3.2.2. Indicadores de la variable dependiente.

La variable dependiente

corresponde a la tecnología adecuada de cogeneración y sus principales indicadores son:

- Generación específica de vapor (kg/Ton).

- Generación específica de energía (kW-h/Ton).
- Rendimiento exergético de planta (%).
- Rendimiento energético de planta (%)

3.3. Población

La población está representada por todos los equipos de la planta de cogeneración del ingenio azucarero San Jacinto.

3.4. Muestra

La muestra es única y está centrada básicamente en los equipos que conforman el ciclo de cogeneración de energía, tales como las calderas, turbinas de vapor, equipos de evaporación, generador, equipos auxiliares de la planta azucarera del ingenio.

3.5. Técnicas de investigación

Las técnicas para obtención de datos se centraron básicamente en la observación, la toma de notas así como también cuestionarios a los operadores de planta para obtención de datos relevantes. Para la obtención de datos se coordinó con la empresa Agroindustrias San Jacinto para que brinde las facilidades del caso. Además se aprovechó el tiempo que el autor realizó sus prácticas profesionales en la empresa para toma de datos relevantes.

3.6. Metodología de trabajo

La metodología de trabajo se basó en tres etapas, la primera en el trabajo de campo para la obtención de datos, tales como presión, temperatura, flujo etc., de cada equipo del sistema actual de cogeneración, la segunda etapa se centró en el trabajo de

gabinete para ordenamiento de la información o datos obtenidos y la tercera etapa en el análisis de la información y procesamiento de información.

3.6.1. Instrumentos. Para la obtención de datos se utilizó instrumentos de medición como el pirómetro laser Fluke, rango de medición de $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta $550\text{ }^{\circ}\text{C}$ para medición de temperatura en distintos puntos de las instalaciones de planta. Cámara termográfica Fluke VT04A con rango de medición de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ para medición de temperatura e identificar posibles pérdidas de calor significativos.

Para mediciones de presión y flujo de agua y vapor se utilizó instrumentos y sensores instalados en planta, conectados al sistema Scada de la empresa. En el Anexo 1, Anexo 2 y Anexo 3, se muestran transmisores, flujómetros, indicando su código Scada, ubicación, variable de control, marca, modelo, resolución, rango de medición

3.6.2. Trabajo de gabinete.

El trabajo de gabinete consistió básicamente en ordenar y clasificar la información, como almacenar la información mediante cuadros y gráficos en hojas de cálculo de Excel y además de realizar el análisis y procesamiento de la información obtenida.

3.6.3. Análisis y procesamiento de datos.

Se utilizó el Excel para procesar los datos de presión, temperatura, flujo y otros para realizar el balance de energía de sistema actual de cogeneración del ingenio, mediante gráficos y tablas. También se utilizó el software Engineering

Equation Solver, Academic Professional V8.400, para realizar cálculos, principalmente para realizar el balance de exergía y para optimizar sistema actual de cogeneración del ingenio.

Para procesar la información y analizar los datos se utilizó tanto en el Excel como en el software EES.

Capítulo 4

Resultados y discusión.

4.1. Balance de energía por área

Como se ha mencionado anteriormente la planta azucarera del ingenio está dividido por áreas específicas, y en cada una de ellas hay equipos y centros de consumo de energía, tanto energía eléctrica como energía térmica. A continuación se presenta el balance de energía por área de la planta.

4.1.1. Balance de energía en trapiche. En el área de trapiche se cuenta con equipos de accionamiento mecánico, principalmente molinos que son accionados por turbinas de vapor en su mayoría, se cuenta con seis molinos. Con los datos obtenidos de los molinos en el Anexo 4 y las ecuaciones 19 a 20 se puede calcular la potencia consumida por cada molino, en la Figura 4.1 se muestra la potencia demandada de cada molino.

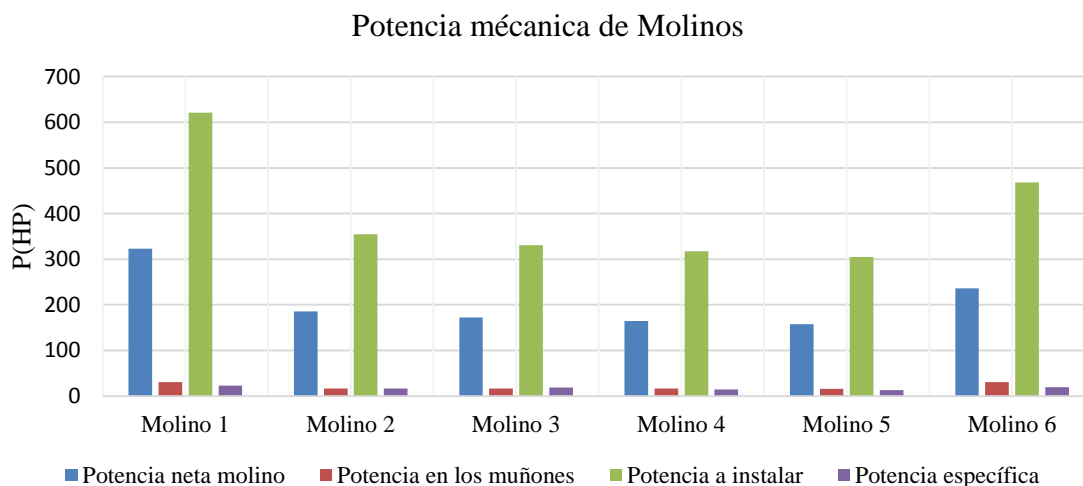


Figura 4.1. Potencia mecánica demandada por los molinos en trapiche.

Fuente: Elaboración propia.

Se tiene 2400 HP de demanda de energía mecánica de accionamiento en los molinos de trapiche. Para accionar los molinos 2 a 6 se realiza mediante turbinas de vapor, las cuales demandan a su vez flujo de energía térmica del vapor. En la Tabla 4.1 se muestra los parámetros de funcionamiento y consumos de vapor de las turbinas que accionan los molinos 2 a 6.

Tabla 4.1 *Parámetros de funcionamiento y consumos de Turbo-molinos.*

Descripción	Valor	Unidad
Presión de vapor de ingreso a turbina	41.225	bar
Temperatura de vapor de ingreso a turbina	397.700	°C
Presión de vapor de escape	2.320	bar
Temperatura de vapor de escape	222.000	°C
Entalpía de vapor de ingreso	3208.200	kJ/kg
Entropía de vapor de ingreso	6.749	kJ/kg-K
Entalpía de vapor de escape a entropía cte.	2582.400	kJ/kg
Entalpía de vapor de escape real	2913.500	kJ/kg
Entropía de vapor de escape	7.528	kJ/kg
Eficiencia isoentropica	47.092	%
Eficiencia de transmisión de potencia	90.000	%
Consumo específico de vapor	13.573	kg/kW-h
Consumo de vapor machete 1	4.457	Ton/h
Consumo de vapor molino 2 y 3	6.939	Ton/h
Consumo de vapor molino 4 y 5	6.297	Ton/h
Consumo de vapor molino 6	4.741	Ton/h
Pérdidas por condensados en tuberías	1.250	%
Consumo de vapor total en trapiche	22.714	Ton/h

Fuente: Elaboración propia.

El molino 1 es accionado por un motor eléctrico de 1000 HP, también se cuenta con un desfibrador mecánico instalado recientemente que es accionado por un motor eléctrico de 1500 HP. El consumo de total de vapor por las turbinas de los molinos asciende a 22.7 Ton/h para una molienda diaria de 4200 Ton/h, este consumo es ligeramente variable con el ritmo de molienda.

En el Anexo 5 y Anexo 6 se muestran otros equipos de consumo de energía eléctrica del área de preparación de caña y el área de extracción de jugo.

En la Tabla 4.2 se presenta el resumen del balance de materia en la extracción de jugo de caña en el área de Trapiche.

Tabla 4.2 *Balance de materia en extracción de jugo de caña.*

Descripción	Valor	Unidad
Toneladas de caña sucia	4200.00	TCD
% Impurezas en caña	0.00	%
Toneladas de caña limpia	4200.00	TCD
Pol o sacarosa en bagazo	1.82	%
Humedad en el bagazo	48.50	%
Imbibición % Caña	32.35	%
Pol en caña	11.50	%
Fibra en caña	14.80	%
Tiempo efectivo molienda	23.00	h
Agua de imbibición	1358.70	TAD
Bagazo producido	1274.95	TBD
% Extracción	95.20	%
Jugo Mezclado	4283.75	TJD
Jugo Mezclado % Caña	101.99	%
Bagazo % Caña	30.36	%
% pol jugo mezclado	10.95	%
% Retención	80.00	%
Toneladas pol caña	483.00	TPC
Toneladas pol bagazo	23.20	TPB
Toneladas pol jugo mezclado	459.80	TPJ
Toneladas pol pérdidas	0.00	TPP

Fuente: Elaboración propia.

4.1.2. Balance de energía en elaboración. El área de elaboración está compuesto por varias etapas principales como son la purificación (encalamiento, calentamiento, clarificación), evaporación, cristalización, centrifugación, secado y embolsado. En la etapa de purificación es muy importante conocer la cantidad de cal utilizada para encalamiento del jugo, la cantidad de jugo

filtrado, el jugo clarificado total, para su posterior calentamiento en los calentadores.

En la Tabla 4.3 se muestra los parámetros del jugo encalado filtrado y clarificado en el área de elaboración.

Tabla 4.3 *Parámetros de jugo encalado y clarificado en elaboración.*

Descripción	Valor	Unidad
Bagacillo % caña	0.25	%
Agua % Caña	4.00	%
% pol torta	0.80	%
Torta % caña	4.50	%
Cal consumo	2100.00	kg
Brix jugo clarificado	14.50	%
Brix jugo filtrado	12.10	%
Cal hidratada	2.77	Ton
Jugo Clarificado	7.13	Ton
Sacarato de calcio	9.91	Ton
Dilución % Jugo clarificado	19.83	%
Jugo Filtrado	849.67	Ton
Jugo filtrado % caña	20.23	%
Jugo Encalado	5143.33	Ton
Bagacillo	10.50	Ton
Agua en filtración Oliver	168.00	Ton
Torta	189.00	Ton
Lodos	860.17	Ton
Temperatura jugo entrante	105.00	°C
Temperatura jugo saliente	101.00	°C
Temperatura vapor flash	101.00	°C
Entalpía jugo entrante	94.50	kcal/kg
Entalpía jugo saliente	90.90	kcal/kg
Entalpía vapor flash	639.00	kcal/kg
Vapor flash	33.78	Ton
Jugo Clarificado total	4239.47	Ton
Jugo Clarificado % caña	100.94	%

Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene una cantidad de 4239.47 Ton/día de jugo clarificado para luego evaporarse en los evaporadores, es decir concentrar el jugo desde 14.5 %Brix

hasta 24.84 %Brix en el pre-evaporador y posteriormente en los evaporadores para obtener jarabe de 60 %Brix.

En la Tabla 4.4 se muestra el balance de materia en evaporación, se tiene 3214.93 Ton/día de agua total a evaporar para la concentración del jugo y obtener 1024.54 Ton/día de jarabe concentrado.

Tabla 4.4 *Balance de materia en evaporación.*

Descripción	Valor	Unidad
Jugo Clarificado	4239.47	Ton
Agua evaporada	3214.93	Ton
Jarabe	1024.54	Ton
Jarabe % caña	24.39	%
Jarabe por hora	44.55	Ton/hr
Brix salida del pre-evaporador	24.84	%
Brix jugo clarificado	14.50	%

Fuente: Elaboración propia.

El balance de energía se presenta en la Tabla 4.5, se determinan las necesidades flujo de vapor saturado para evaporar o concentrar el jugo en esta área. El pre-evaporador demanda 82.34 Ton/h y el área de destilería de 9 a 10 Ton/h de vapor, sumando a esto la demanda de vapor en otros usos, aproximadamente 92.84 Ton/h de vapor para procesos.

Tabla 4.5 *Balance de vapor en evaporación.*

Descripción	Valor	Unidad
Jugo Clarificado	184.32	Ton/h
Vapor vegetal producido total	139.78	Ton/h
Vapor vegetal del pre-evaporador	76.73	Ton/h
Temperatura de ingreso jugo clarificado	105.00	°C
Temperatura de salida jugo clarificado	113.90	°C
Temperatura de vapor vegetal	113.90	°C
Presión de vapor vegetal	1.63	bar
Calor específico del jugo clarificado	3.82	kJ/kg°C
Calor específico del jugo a la salida	3.56	kJ/kg°C
Entalpía de vapor vegetal	2697.20	kJ/kg
Entropía de vapor vegetal	7.20	kJ/kgK
Pérdidas de energía por condensación	1.20	%
Flujo másico de vapor en pre-evaporador	82.34	Ton/h
Consumo de vapor en secador de azúcar	0.25	Ton/h
Consumo de vapor limpieza de tachos	0.26	Ton/h
Consumo por limpieza de pre-evaporadores	0.42	Ton/h
Pérdidas por condensación	0.35	Ton/h
Flujo másico de vapor para elaboración	83.62	Ton/h

Fuente: Elaboración propia.

En la Tabla 4.6 se muestran los parámetros de funcionamiento del saturador, 86.35 Ton/h de vapor es el flujo necesario de escape antes del saturador y después de la válvula reductora de presión de 600/150/18 psi para su utilización en los procesos de la planta.

Tabla 4.6 *Parámetros de funcionamiento en el saturador de vapor.*

Descripción	Valor	Unidad
Flujo de vapor para procesos	92.84	Ton/h
Pérdidas por condensación	1.20	%
Presión de agua para saturación	33.30	bar
Temperatura de agua para saturación	120.00	°C
Entalpía de agua para saturación	505.90	kJ/kg
Entropía de agua para saturación	1.5248	kJ/kgK
Flujo másico de vapor de escape	86.35	Ton/h
Flujo másico de agua para saturación	6.49	Ton/h

Fuente: Elaboración propia.

En el Anexo 7 se muestran los equipos de potencia eléctrica instalados en el área de elaboración, con 3066.49 kW de potencia instalada total en esta área y en el Anexo 8 la potencia instalada del área de destilería con 388.51 kW.

4.1.3. Balance en generación de energía eléctrica. En el Anexo 9 y Anexo 10 se muestran los equipos que demandan potencia eléctrica en el área de generación de vapor y el área generación de energía eléctrica, 2095.06 kW y 241.25 kW respectivamente. Por lo tanto se tiene una potencia eléctrica instalada en planta de 8268,97 kW con un factor de planta 0.66, con lo cual se tiene una potencia efectiva de consumo de la planta 5458 kW.

En la Figura 4.2 se muestra el resumen de la potencia consumida por área de la planta del ingenio.

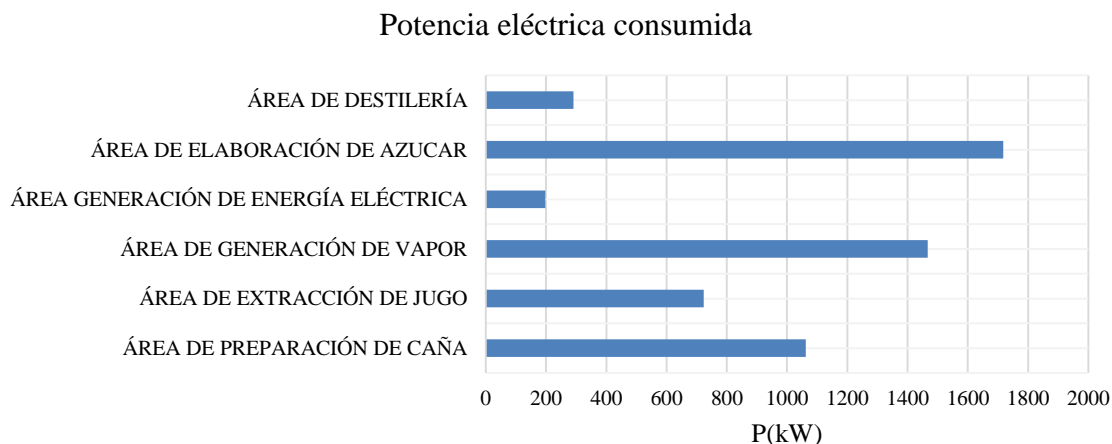


Figura 4.2. Resumen de potencia consumida por área de la planta.

Fuente: División de energía ASJ SAA.

Actualmente en el área de generación de energía eléctrica se tiene en funcionamiento el turbo-generador TGM de 21.7 MW. En la Tabla 4.7 se muestran los parámetros de funcionamiento y consumo de vapor de este.

Tabla 4.7 *Parámetros de funcionamiento y consumo de turbo-generador TGM*

Descripción	Valor	Unidad
Presión de vapor de admisión	41.23	bar
Temperatura de vapor de admisión	397.70	°C
Presión de vapor de extracción	2.32	bar
Temperatura de vapor de extracción	135.82	°C
Entalpía de vapor de admisión	3208.20	kJ/kg
Entropía de vapor de admisión	6.75	kJ/kgK
Entalpía de vapor de extracción a entropía cte.	2582.40	kJ/kg
Entalpía de vapor de extracción	2736.10	kJ/kg
Entropía de vapor de extracción	7.13	kJ/kgK
Eficiencia isoentropica	75.44	%
Eficiencia de transmisión de potencia	96.40	%
Eficiencia de generador	95.00	%
Consumo específico de vapor	8.33	kg/kWh
Potencia generada	5.46	MW
Consumo de vapor en Turbina TGM BT40	45.45	Ton/h

Fuente: Elaboración propia.

4.1.4. Balance de energía en generación de vapor.

En el área de generación de vapor también se tiene demandas de vapor para uso en el desaireador térmico para calentar el agua de alimentación, para las turbo-bombas, sopladores de hollín, sopladores de parrillas en las calderas. En la Tabla 4.8 se muestran los parámetros de funcionamiento y consumo del desaireador térmico y en la Figura 4.3 el consumo de vapor en calderas.

Tabla 4.8 *Parámetros de funcionamiento y consumo del desaireador térmico.*

Descripción	Valor	Unidad
Temperatura del condensado	108.00	°C
Entalpía del condensado	452.90	kJ/kg
Entropía del condensado	1.3964	kJ/kg
Temperatura de agua de alimentación	120.00	°C
Entalpía de agua de alimentación	503.70	kJ/kg
Entropía de agua de alimentación	1.53	kJ/kgK
Pérdidas por incondensables	1.50	%
Flujo de agua de alimentación	120.30	Ton/h
Flujo másico de vapor a desaireador	2.86	Ton/h

Fuente: Elaboración propia.

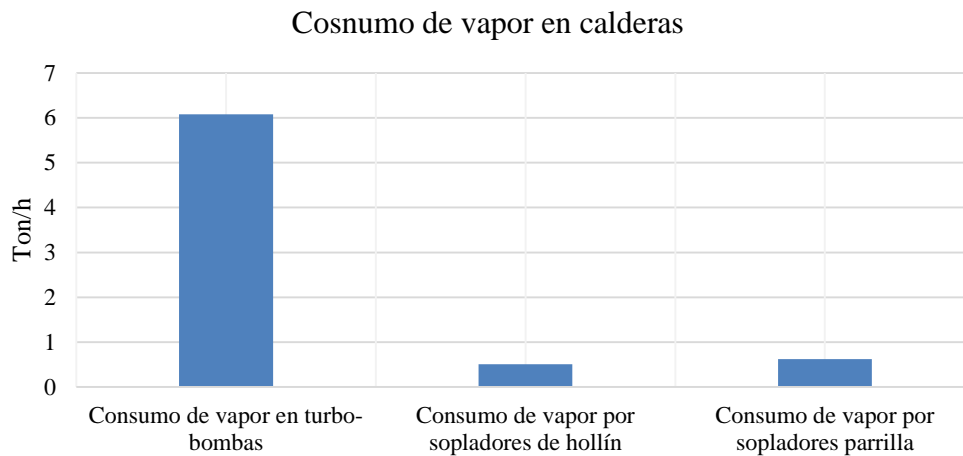


Figura 4.3. Resumen de consumo de vapor en área de calderas.

Fuente: Elaboración propia.

Se tiene entonces 22.71 Ton/h de vapor para el área de trapiche, 83.62 Ton/h para el área de elaboración, 9.22 Ton/h para destilería, 7.21 ton/h para generación de vapor, 45.45 ton/h para el área de generación de energía eléctrica, 2.86 Ton/h para otros usos. Por lo tanto el flujo de vapor necesario para procesos es de 86.35 Ton/h y solo se tiene 74.24 Ton/h de vapor de extracción por consiguiente será necesario entregar vapor por la válvula reductora de presión directamente del manifold principal 14.97 Ton/h para compensar el flujo necesario para procesos de planta.

Según el balance descrito, es necesario generar vapor en calderas la cantidad de 90.34 Ton/h para toda la planta y a un ritmo de molienda de 4200 Ton/día de caña. En la Figura 4.4 se presenta el resumen del consumo de vapor por área de la planta.

Consumo de vapor por área

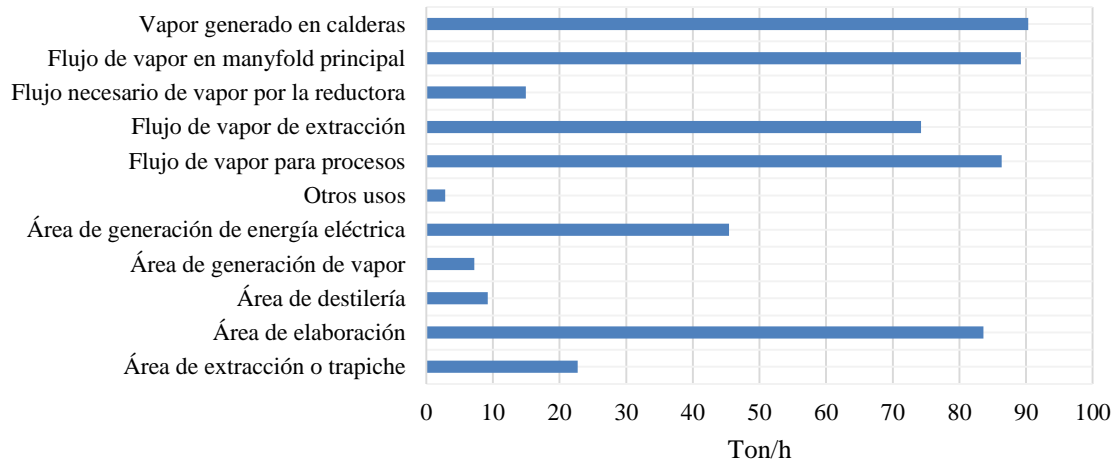


Figura 4.4. Resumen del flujo de vapor por área.

Fuente: Elaboración propia.

En el área de calderas se tiene una capacidad máxima de generación de vapor de 103.83 Ton/h a una presión de 42.5 bar y 400 °C para lo cual es necesario 42.41 Ton/h de consumo de bagazo para ambas calderas.

Con estos parámetros y sabiendo que el poder calorífico del bagazo es de 9970 kJ/kg aproximadamente se puede determinar la eficiencia de los calderos, cuyo resultado es de aproximadamente 53.83 %.

En la Tabla 4.9 se muestran los parámetros de funcionamiento y consumo en generación de vapor.

Tabla 4.9 *Parámetros de funcionamiento y consumos en calderas.*

Descripción	Valor	Unidad
Temperatura de agua de alimentación	120.00	°C
Temperatura de vapor sobrecalentado	410.00	°C
Presión de vapor sobrecalentado	42.50	bar
Presión de agua de alimentación	48.30	bar
Entalpía de agua de alimentación	507.00	kJ/kg
Entalpía de vapor sobrecalentado	3235.00	kJ/kg
Entropía de vapor sobrecalentado	6.7753	kJ/kgK
Entropía de agua de alimentación	1.52	kJ/kgK
Índice de generación de vapor máximo	2.45	kg/kg
Flujo másico de agua de alimentación	120.30	Ton/h
Potencial de generación de vapor	135.72	Ton/h
Generación de vapor real	103.83	Ton/h
Bagazo consumido en calderas	42.41	Ton/h
Bagazo restante para almacenamiento	13.03	Ton/h
Eficiencia de la caldera	53.83	%

Fuente: Elaboración propia.

En el Anexo 19 se muestra el diagrama del balance de energía de la planta de cogeneración completo del ingenio azucarero San Jacinto.

4.2. Balance de exergía

4.2.1. Balance de exergía del sistema actual. Como se ha explicado, actualmente el sistema de cogeneración de la planta azucarera trabaja con dos calderas acuotubulares generadoras de vapor sobrecalentado que utilizan como combustible el bagazo de la caña de azúcar proveniente de trapiche, que trabaja con molinos accionado por turbinas de vapor de contrapresión, además alimenta un turbogenerador con turbina de vapor de contrapresión cuyo vapor de escape se utiliza en los procesos de elaboración de azúcar y alcohol. También cuenta con un turbogenerador que trabaja con turbina de extracción y condensación, pero que actualmente está en standby.

Para realizar el balance de exergía se realizaron mediciones de flujo de masa, temperatura y presión en cada punto y corriente del sistema de cogeneración actual, en el Anexo 11 se muestran los valores de flujo, presión y temperatura de cada corriente del sistema.

Con los datos de las mediciones obtenidas se determinó la exergía o disponibilidad, entalpía y entropía de cada corriente mencionada de cada equipo. Los resultados del cálculo de la exergía o disponibilidad se muestran en el Anexo 12, cabe mencionar que las propiedades del estado muerto del ambiente se toman como referencia a presión de 1 bar, 298 K, 104.3 kJ/kg de entalpía, 0.3651 kJ/kg-K de entropía y exergía o disponibilidad igual a cero.

Para realizar los cálculos del balance de exergía se utilizó el software Engineering Equation Solver (EES). Se ingresaron los datos de presión, temperatura, flujo, etc, especificados anteriormente de cada equipo que interviene en el ciclo de cogeneración de la planta. Todo el lenguaje escrito en el programa se muestra en anexos.

En la Tabla 4.10 se presentan los cálculos del balance de exergía de cada equipo perteneciente al sistema de cogeneración actual de la planta del ingenio azucarero. Se presenta la exergía del recurso, exergía del producto, destrucción de exergía y la eficiencia exergética de los principales equipos que conforman el ciclo de cogeneración de la planta.

En las calderas se destruye gran parte de la exergía por combustión del combustible 52.2 MW, por la conversión de energía química en calor 16.2

MW, por transferencia de calor de los gases 22.9 MW y una eficiencia exergética de 23.2%.

Tabla 4.10 *Balance de exergía y eficiencia exergética en cada equipo del sistema.*

Equipo	Exergía del Recurso (kW)	Exergía del Producto (kW)	Destrucción de Exergía (kW)	Eficiencia Exergética (%)
Bomba Warren N° 1	75.30	18.90	224.70	25.10
Bomba Warren N° 2	75.30	18.90	224.70	25.10
Bomba W-600	75.30	18.90	224.70	25.10
Bomba del condensado	0.00	0.00	0.00	0.00
Bomba de agua de refrigeración	0.00	0.00	0.00	0.00
Bomba del tanque de calidad	8.10	2.63	16.88	32.49
Turbina del machete 1	651.10	519.77	131.40	79.83
Turbina del molino 2 y 3	1015.00	662.29	352.50	65.25
Turbina del molino 4 y 5	920.00	634.80	285.30	69.00
Turbina del molino 6	692.80	434.87	258.00	62.77
Turbina de la bomba Warren N° 1	443.80	315.54	128.30	71.10
Turbina de la bomba W-600	443.80	315.54	128.30	71.10
Turbo-generador GE	0.00	0.00	0.00	0.00
Turbo-generador TGM	7402.00	5464.16	1938.00	73.82
Válvula reductora 600/18 psi	2269.70	0.00	2266.00	0.00
Saturador	616.70	0.00	617.50	0.00
Condensador	0.00	0.00	0.00	0.00
Tanque de calidad	894.50	0.00	894.10	0.00
Pre-evaporador	1255.00	1130.76	1254.00	90.10
Desaireador Térmico	419.10	355.86	74.46	84.91
Destilería	1555.00	526.06	862.30	33.83
Otros	216.20	0.00	195.30	0.00
Combustión			59237.00	
Conversión de energía química en calor	128302.00	29791.72	16277.00	23.22
Transferencia de calor			22993.00	

Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 4.5 se muestra el ratio de destrucción de exergía de los componentes del sistema de cogeneración actual de la planta, casi el 90% de la exergía total destruida, se da en las calderas, 2.09% en la válvula reductora de presión que se puede evitar con una adecuada operación del sistema de

cogeneración de la planta, 1.78 en el turbo-generador TGM y 1.15% en el pre-evaporador.

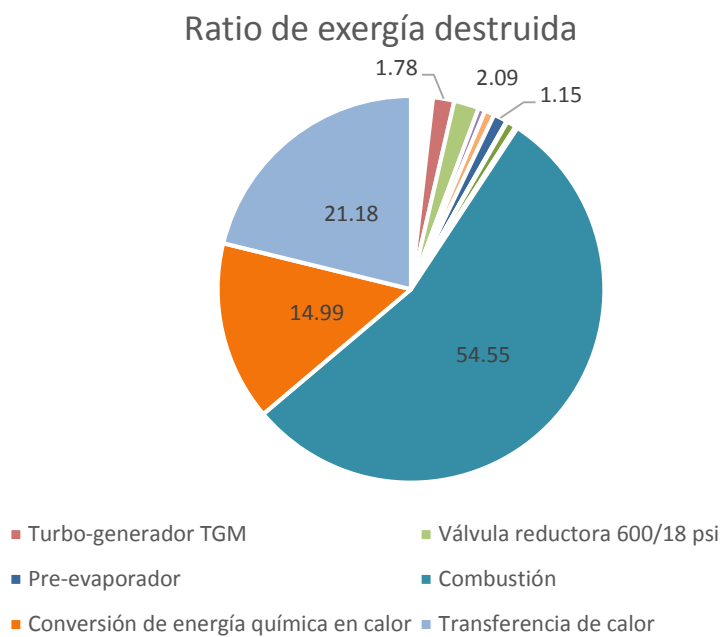


Figura 4.5 Ratio de destrucción de exergía los componentes del sistema actual.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 4.11 *Indicadores de cogeneración del sistema actual.*

Descripción	Valor	Unidad
Molienda diaria	4200	Ton/día
Eficiencia exergética de planta	8.52	%
Vapor producido en calderas	24.78	kg/s
Irreversibilidad de planta	108628	kW
Consumo específico de vapor	2.06	kg/kg
Generación específica de energía eléctrica	29.92	kW-h/Ton
Relación energía eléctrica y calor	0.098	kW/kW
Eficiencia energética de planta	47.64	%
Potencia generada	5464	kW
Calor útil	55661	kW
Calor suministrado	128302	kW
Rendimiento eléctrico efectivo	0.082	kW/kW

Fuente: Elaboración propia.

En la Tabla 4.11 se muestran los indicadores de planta y de cogeneración del sistema actual de la planta, se tiene un consumo específico de vapor de 2.06 kg por kilogramo de bagazo producido, un consumo específico de energía eléctrica de 29.92 kW-h por tonelada de caña molida, una potencia eléctrica generada para satisfacer la demanda de energía de la planta de 5.4 MW.

La eficiencia exergética de la planta está asociada a la producción de trabajo, por lo cual es relativamente baja, solo de 8.52 %, pero es posible mejorar este rendimiento aplicando las tecnologías como se muestra más adelante. La eficiencia energética de la planta es de 47.64%, una relación de cogeneración de energía eléctrica y calor de 0.098 y un rendimiento eléctrico efectivo de 0.082, cuyos valores son inferiores establecidos por el MEM en sistemas de cogeneración con turbina de contrapresión, por lo cual no califica aún como planta cogeneradora comercial.

En el Anexo 20 se muestra el esquema del balance de exergía del sistema de cogeneración actual de la planta, realizado con el software EES (Engineering Equation Solver).

4.2.2. Análisis de la gasificación de bagazo. En la gasificación de la bagazo

intervienen dos etapas muy importantes, las cuales la conforman los equipos del secador y el gasificador, como se ha explicado anteriormente. En el secador ingresa la biomasa del bagazo húmedo, para reducir su humedad desde 48.5% hasta un aproximado de 16%. En la Tabla 4.12 se presenta los parámetros de funcionamiento del secador de bagazo, se tiene un bagazo residual proveniente

de trapiche de 3.62 kg/s, el cual se aprovecharía en la tecnología de gasificación, la temperatura de ingreso del bagazo al secador es de aproximadamente 30°C y debe de calentarse aproximadamente hasta 100 °C para reducir la humedad, proporcionando así el secador 2.22 kg/s de bagazo seco para gasificarse en el gasificador de biomasa.

Tabla 4.12 *Parámetros de funcionamiento del secador de biomasa (bagazo).*

Descripción	Valor	Unidad
Flujo de bagazo de ingreso	3.62	kg/s
Flujo de ingreso de gases para secado	29.13	kg/s
Flujo de salida de gases para secado	29.13	kg/s
Flujo de ingreso de bagazo seco	1.86	kg/s
Flujo de salida de bagazo seco	1.86	kg/s
Humedad del bagazo al ingreso	0.49	kg/kg
Flujo de agua contenida en el bagazo	1.76	kg/s
Humedad del bagazo a la salida	0.16	kg/kg
Flujo de agua extraída del secador	1.40	kg/s
Flujo de bagazo a la salida	2.22	kg/s
Temperatura del bagazo de ingreso	30	°C
Temperatura del bagazo de salida	60	°C

Fuente: Elaboración propia.

Para calentar el bagazo en el secador se utilizan los gases de salida del HRSG, que alcanzan una temperatura de 120 °C aproximadamente, como se explicará más adelante.

Luego de reducir la humedad del bagazo, el bagazo seco ingresa al gasificador con una humedad aproximada de 16%, las propiedades físico-químicas del bagazo son aproximadas, 5.41% de cenizas, 43.48% de carbono, 5.10% de Hidrógeno, 0.85% de Nitrógeno, 0.10% de Azufre y 29.03% de Oxígeno, tal como se muestra en la Tabla 4.13 La temperatura optima de gasificación es de

aproximadamente 850 °C a la cual deberá someterse el bagazo para su gasificación. El rendimiento del gasificador, del tipo lecho fluidizado, es de 85%, la presión del gasificador entre 4 y 5 bar, 1.64 kg/s de flujo de aire necesario, el aire o agente gasificante debe de ser aproximadamente 25 a 30% del aire teórico. La cantidad de gas de síntesis producido llega hasta 4.21 kg/s.

Tabla 4.13 *Parámetros de funcionamiento del gasificador de bagazo.*

Descripción	Valor	Unidad
Humedad en bagazo seco	16.03	%
Cenizas en bagazo seco	5.41	%
Carbono en bagazo seco	43.48	%
Hidrógeno en bagazo seco	5.10	%
Nitrógeno en bagazo seco	0.85	%
Azufre en bagazo seco	0.10	%
Oxígeno en bagazo seco	29.03	%
CO ₂ en productos de gasificación	13.69	%
CO en productos de gasificación	13.69	%
H ₂ O en productos de gasificación	10.70	%
SO ₂ en productos de gasificación	0.01	%
C ₆ H ₈ en productos de gasificación	0.15	%
O ₂ en productos de gasificación	4.21	%
H ₂ en productos de gasificación	13.91	%
CH ₄ en productos de gasificación	4.12	%
N ₂ en productos de gasificación	39.50	%
Masa molar del gas por kmol de bag.	25.26	kmol/kmol
Masa molar del bagazo aproximado	99.80	kg/kmol
Masa molar del gas promedio aprox.	16.50	kg/kmol
Flujo de gas	4.21	kg/s
Poder Calórico del gas	5358.52	kJ/kg
Presión del gasificador	5.00	bar
Relación aire combustible	0.74	kg/kg
Defecto de aire	75.00	%
Flujo de aire necesario	1.64	kg/s
Rendimiento del gasificador	85.00	%
Temperatura óptima del gasificador	850	°C

Fuente: Elaboración propia.

El agente gasificante es aire tomado de la atmosfera, el aire como se mencionó debe de ingresar al gasificador a 5 bar, y para ello es necesario la incorporación de un compresor, el cual debe presentar las características de funcionamiento mostradas en la Tabla 4.14.

Tabla 4.14 *Características de funcionamiento del compresor del gasificador.*

Descripción	Valor	Unidad
Temperatura de aire de ingreso	28	°C
Presión de aire de ingreso	1.00	bar
Constante politrópico del aire	1.41	-
Calor específico del aire	1.00	kJ/kg-K
Eficiencia isoentropica del compresor	85.00	%
Presión relativa del aire de ingreso	1.39	-
Entalpía del aire de ingreso	300.19	kJ/kg
Entropía del aire de ingreso	1.70	kJ/kg-K
Flujo de aire de ingreso	1.64	kg/s
Presión de salida del compresor	5.00	bar
Presión relativa del aire de salida	6.93	-
Temperatura de aire de salida	201	°C
Entalpía del aire de salida	475.90	kJ/kg
Entropía del aire de salida	2.164	kJ/kg-K
Temperatura de aire de salida real	231	°C
Entalpía del aire de salida real	506.91	kJ/kg
Entropía del aire de salida real	2.23	kJ/kg-K
Potencia que suministra el compresor	339.41	kW
Eficiencia mecánica del compresor	90	%
Potencia absorbida por el compresor	377.12	kW

Fuente: Elaboración propia.

4.2.3. Análisis del ciclo combinado. Con la implementación de un sistema de gasificación de bagazo para producir gas de síntesis a partir del bagazo residual proveniente de trapiche, este puede ser utilizado y combustionado en una turbina de gas e incluso utilizado como energía primaria en un ciclo combinado para generación de energía eléctrica. Los principales equipos que representan

el ciclo combinado son el compresor de aire, la turbina de gas, el generador de vapor recuperador de calor (HRSG) y la turbina de vapor.

Las características de funcionamiento del compresor de aire del ciclo combinado se presentan en la Tabla 4.15.

Tabla 4.15 *Características de funcionamiento del compresor de aire.*

Descripción	Valor	Unidad
Temperatura de aire de ingreso	28	°C
Presión de aire de ingreso	1	bar
Constante politrópico del aire	1.41	-
Calor específico del aire	1.00	kJ/kg-K
Eficiencia isoentropica del compresor	85	%
Presión relativa del aire de ingreso	1.39	-
Entalpía del aire de ingreso	300.19	kJ/kg
Entropía del aire de ingreso	1.70	kJ/kg-K
Flujo de aire de ingreso	24.92	kg/s
Presión de salida del compresor	5	bar
Presión relativa del aire de salida	6.93	-
Temperatura de aire de salida	201	°C
Entalpía del aire de salida	475.90	kJ/kg
Entropía del aire de salida	2.16	kJ/kg-K
Temperatura de aire de salida real	231	°C
Entalpía del aire de salida real	506.91	kJ/kg
Entropía del aire de salida real	2.23	kJ/kg-K
Potencia que suministra el compresor	5150.53	kW
Eficiencia mecánica del compresor	90	%
Potencia absorbida por el compresor	5722.81	kW

Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene para el compresor de aire un consumo específico de 1581 kW por kilogramo de bagazo gasificado y una potencia total de 5722 kW.

Tabla 4.16 *Características de funcionamiento de la cámara de combustión.*

Descripción	Valor	Unidad
Flujo de gas combustible	4.21	kg/s
Relación aire combustible teórico	3.48	kg/kg
Exceso de aire	70	%
Relación aire combustible real	5.92	kg/kg
Calor de suministrado	22557.67	kW
Temperatura de la cámara	1065.00	°C
Flujo de aire necesario	24.92	kg/s
Flujo de gases de combustión	29.13	kg/s

Fuente: Elaboración propia.

En la Tabla 4.16 se muestran las características de funcionamiento de la cámara de combustión de la turbina de gas, en la cual se quemaría el gas de síntesis. El gas necesita de un exceso de aire de 70% para la combustión en la cámara. Todo el gas de síntesis producido ingresa a la cámara, la cual puede alcanzar una temperatura aproximada de 1065 °C y con un flujo de gases de salida de 29.13 kg/s que se expande en la turbina de gas.

Los cálculos de las características de la turbina de gas se presentan en la Tabla 4.21, la temperatura de admisión aproximada de 1065 °C, una potencia específica de 3156 kW por kilogramo de bagazo gasificado.

Las características de funcionamiento de la turbina de gas se muestran en la Tabla 4.17.

Tabla 4.17 *Características de funcionamiento de la turbina de gas.*

Descripción	Valor	Unidad
Temperatura de ingreso de gases	1065	°C
Presión de gases de ingreso	5	bar
Constante politrópico del aire	1.41	-
Calor específico de los gases	1.23	kJ/kg-K
Eficiencia isoentropica de la turbina	85	%
Presión relativa de gases al ingreso	373.02	-
Entalpía de gases de ingreso	1441.22	kJ/kg
Entropía de gases de ingreso	3.31	kJ/kg-K
Flujo de gases de ingreso	29.13	kg/s
Presión de gases a la salida	1	bar
Presión relativa de los gases de salida	74.60	-
Temperatura de gases de salida	623	°C
Temperatura de gases de salida real	691	°C
Entalpía de gases de salida	928.58	kJ/kg
Entropía de gases de salida	2.84	kJ/kg-K
Entalpía de gases de salida real	1005.48	kJ/kg
Potencia en eje de Turbina	12691.98	kW
Eficiencia del generador	90	%
Potencia generada en bornes	11422.78	kW
Potencia neta del ciclo de gas	5699.97	kW

Fuente: Elaboración propia.

El calor remanente de los gases de escape de la turbina de gas se utiliza en el generador de vapor recuperador de calor. Las características de funcionamiento del HRSG de presentan en la Tabla 4.18, los gases ingresan a una temperatura aproximada de 600° C, el agua de alimentación a 120 °C al economizador para generar 5.87 kg/s de vapor sobrecalentado a 42 bar, 400 °C, los gases de salida del HRSG que salen aproximadamente a 160 °C se utilizan en el secador de bagazo.

Tabla 4.18 *Características de funcionamiento del HRSG.*

Descripción	Valor	Unidad
Temperatura de los gases de comb.	623	°C
Temperatura de salida de los gases	125	°C
Flujo de gases de combustión	29.13	kg/s
Calor específico de los gases	1.23	kJ/kg-K
Eficiencia del HRSG	90	%
Calor disponible de los gases	16061.06	kW
Presión de vapor sobrecalentado	42.5	bar
Temperatura de vapor sobrecalentado	410	°C
Flujo de vapor sobrecalentado	5.87	kg/s
Entalpía de vapor sobrecalentado	3235.00	kJ/kg
Entropía de vapor sobrecalentado	6.78	kJ/kg-K
Entalpía de vapor saturado	2799.60	kJ/kg
Temperatura de vapor saturado	254	°C
Calor aportado en el sobrecalentador	2555.80	kW
Temperatura de gases salida del sobr.	552	°C
Entalpía de líquido saturado	1105.10	kJ/kg
Temperatura de líquido saturado	254	°C
Entropía de líquido saturado	2.83	kJ/kg-K
Calor aportado en el evaporador	9946.72	kW
Temperatura de gases salida del evap.	274	°C
Temperatura de agua de alimentación	120	°C
Entalpía de agua de alimentación	507.00	kJ/kg
Entropía de agua de alimentación	1.52	kJ/kg-K
Calor aportado en el economizador	3510.85	kW
Temperatura de final de los gases	176	°C
Calor aportado total	16013.36	kW

Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 4.6 se presenta el perfil de temperaturas del HRSG, el perfil de descenso de temperatura de los gases de combustión (T_g), y de incremento de temperatura del vapor (T_v), en función a la fracción de calor aportado por los gases de combustión en el sobrecalentador, evaporador y economizador. El pinch point o diferencia de temperatura de los gases en el ingreso al economizador (T_d) y la temperatura del agua a la salida del economizador

como liquido saturado (T_{v3}), es de 20 °C, lo que hace posible la implementación de la tecnología.

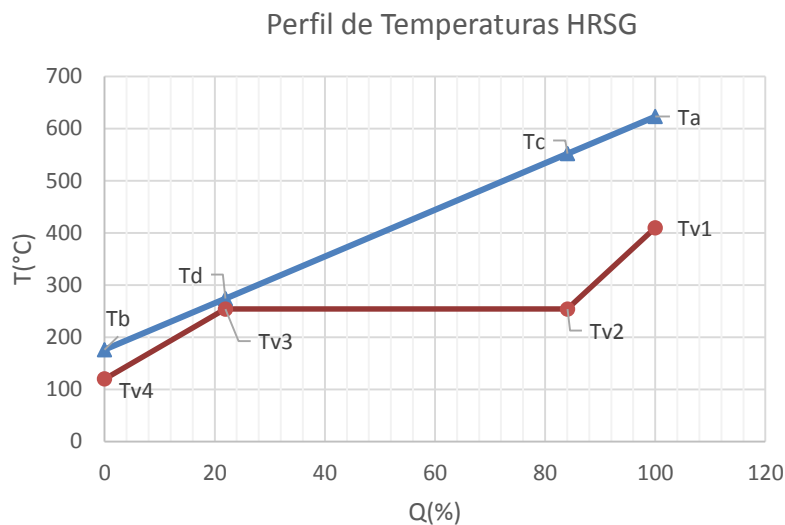


Figura 4.6 Perfil de temperaturas para el diseño del HRSG.

Fuente: Elaboración propia.

4.2.4. Optimización exergética. Para optimizar el sistema de cogeneración de la planta, como se ha explicado anteriormente se implementa a la planta el sistema de gasificación para obtención de gas de síntesis a partir del bagazo y un ciclo combinado que utiliza la energía del gas de síntesis. La optimización en este caso, como se ha explicado, consiste incrementar la eficiencia exergética y los procesos energéticos para una mayor producción de energía para la venta al sistema interconectado o para otros usos en la planta de cogeneración mediante la tecnología descrita. La empresa Agroindustrias San Jacinto tiene como objetivo a mediano plazo incrementar su producción y mejorar su disponibilidad anual y por ende incrementar su producción de

energía, lo cual le permitirá cubrir toda su demanda de energía e incluso vender energía eléctrica. En la actualidad la demanda de energía de la planta es de 5.5 MW más 1.8 MW de demanda de energía en campo. En la Figura 4.7 se muestra la demanda y oferta de energía de la planta proyectada a mediano plazo.

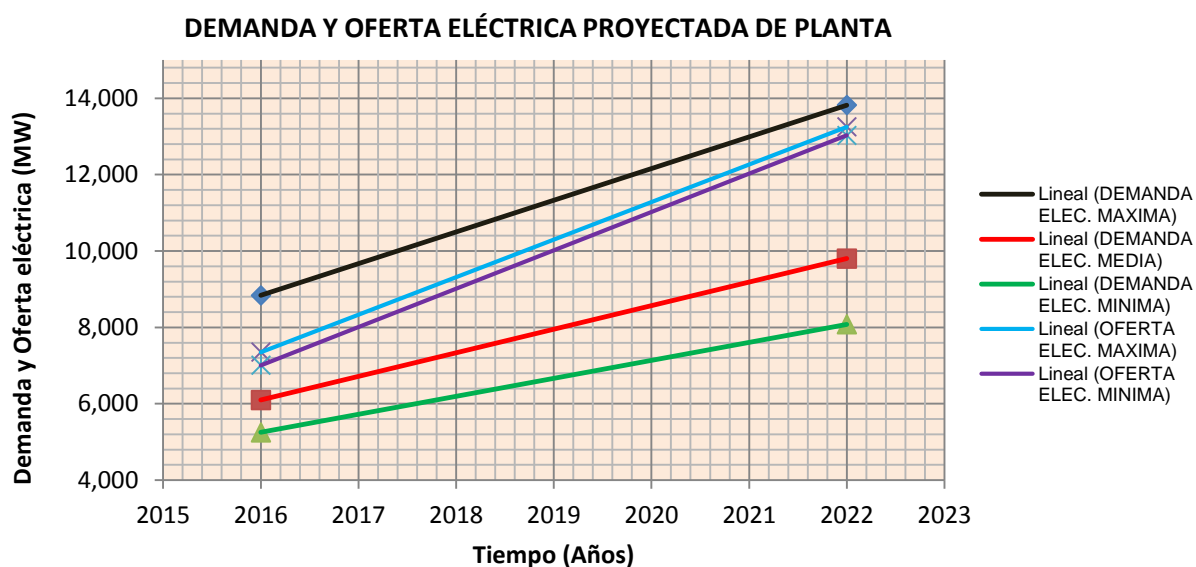


Figura 4.7 Demanda y oferta eléctrica proyectada.

Fuente: División de energía ASJ.

Para ello deberá elaborar un plan estratégico que le permita mejorar su eficiencia energética, mejorando sus indicadores de consumo específico de energía eléctrica y consumo específico de vapor. En la Figura 4.8 se muestran datos reales de la variación del indicador de consumo de energía eléctrica de la planta con relación a la cantidad de caña molida.

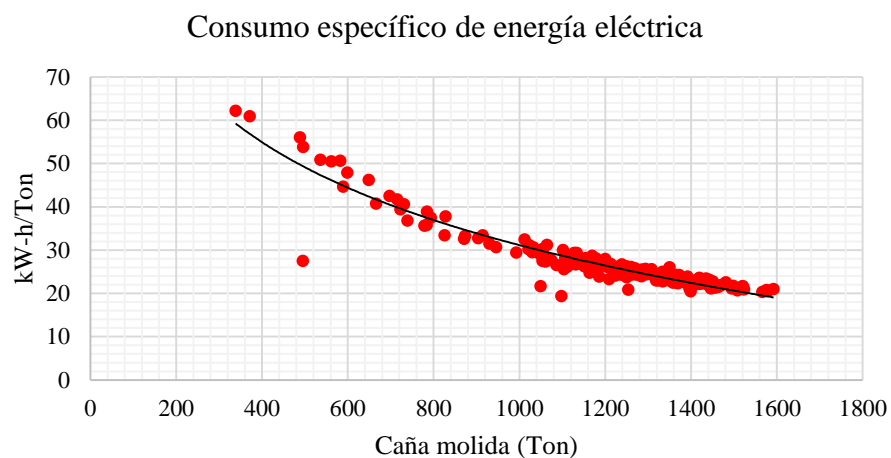


Figura 4.8 Variación del consumo específico de energía eléctrica de planta.

Fuente: Elaboración propia.

La relación del consumo específico de energía eléctrica tiende a disminuir conforme se incrementa el ritmo de molienda, la relación es casi inversa. De igual manera sucede con el consumo de vapor por tonelada de caña molida, como se aprecia en la Figura 4.9.

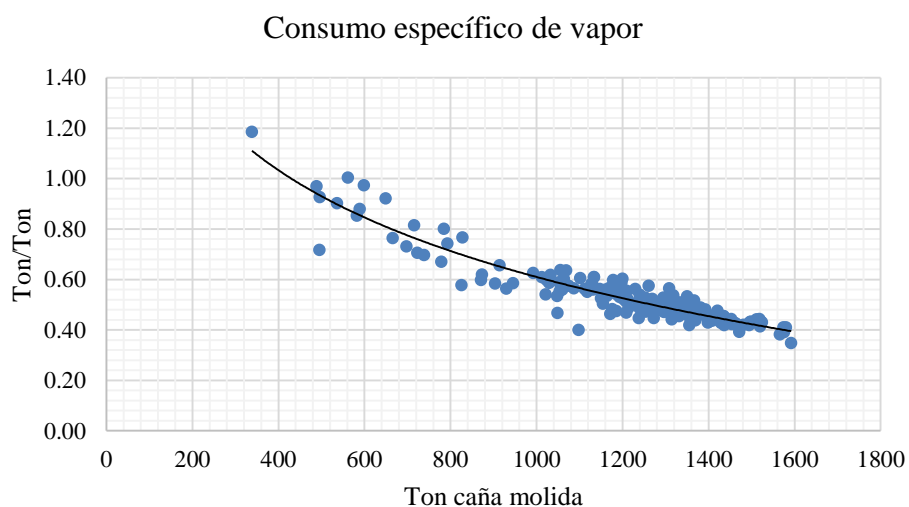


Figura 4.9 Variación del consumo específico de vapor en la planta.

Fuente: Elaboración propia.

Los indicadores de consumo de energía eléctrica y térmica se pueden mantener bajos a ritmos de molienda constantes y a capacidades óptimas de producción, es decir se puede conseguir mayor eficiencia energética en la planta, que depende mucho de la operación de la misma. Como se ha visto en el balance de exergía del sistema actual, se destruye una gran cantidad de exergía en la válvula reductora de presión, que si bien es cierto sirve para compensar flujo o presión de vapor para procesos, casi siempre se apertura o se pone en funcionamiento por mala operación de la planta de cogeneración. Es de primordial importancia entonces mejorar en la operación de la planta y reducir a cero, en el caso óptimo, el flujo en la válvula reductora y producir más trabajo o energía en el turbo-generator TGM y utilizar el vapor de extracción para compensar la demanda de vapor para procesos. En la Figura 4.10 se aprecia la variación de las eficiencias, energética y exergética de planta respecto del flujo de vapor a través de la válvula reductora.

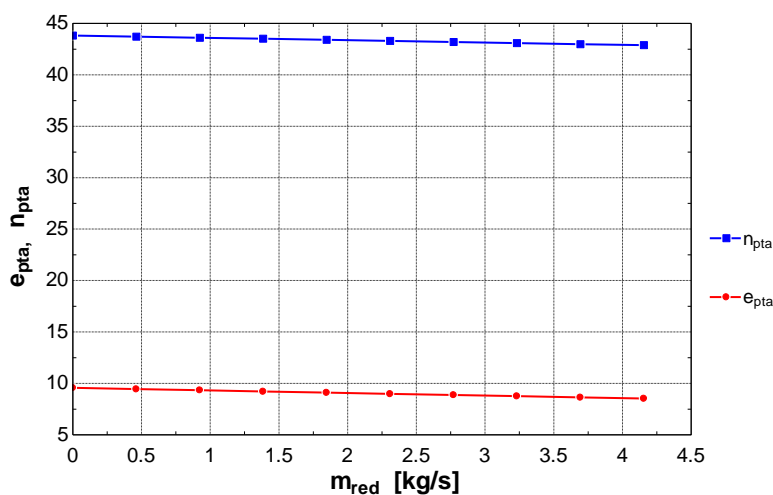


Figura 4.10 Variación de la eficiencia energética y exergética.

Fuente: Elaboración propia.

Claramente tiene tendencia descendente, tanto la eficiencia exergética y energética de planta respecto del flujo de vapor a través de la válvula reductora de presión y esto se debe de tener en cuenta para mejorar la operación.

Con la implementación de la tecnología de gasificación de bagazo y de ciclo combinado se realizó el balance exergético con ayuda del software para todos los equipos involucrados. En el Anexo 21 se muestra el diagrama con la implementación de la tecnología de gasificación y ciclo combinado de la planta de cogeneración.

La mayor influencia en la eficiencia y generación de energía es la utilización del bagazo residual, en la Figura 4.11 se muestra la variación del exceso de energía generada por la planta de cogeneración. El exceso de energía generada disminuye a medida que el bagazo residual se utiliza en las calderas de manera convencional, como se hace actualmente y se utiliza para generar energía eléctrica en la turbina de contrapresión TGM.

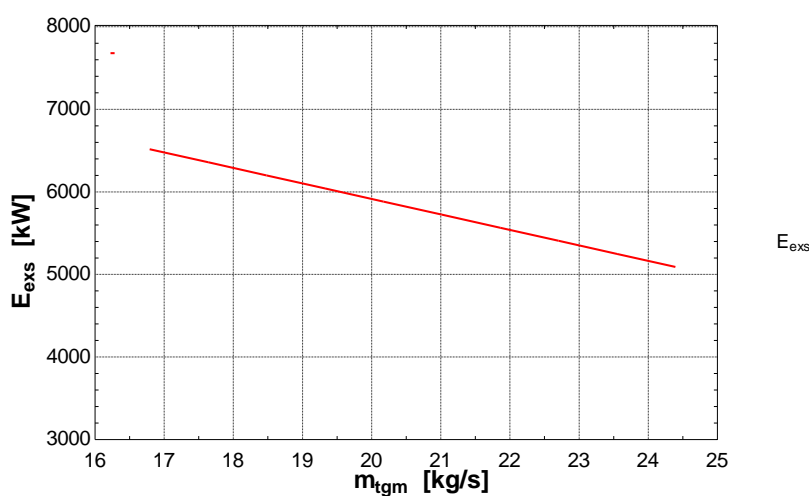


Figura 4.11 Exceso de energía respecto de la implementación de las tecnologías.

Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 4.12 se muestra la incidencia que tiene la utilización del bagazo residual de la forma convencional en las eficiencias de planta.

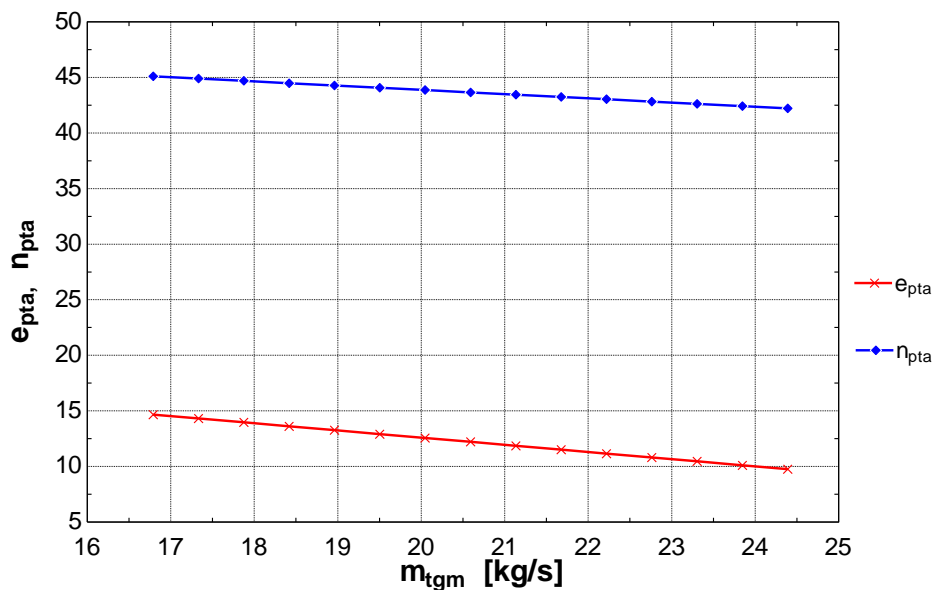


Figura 4.12 Eficiencias de planta respecto de la implementación de las tecnologías.

Fuente: Elaboración propia.

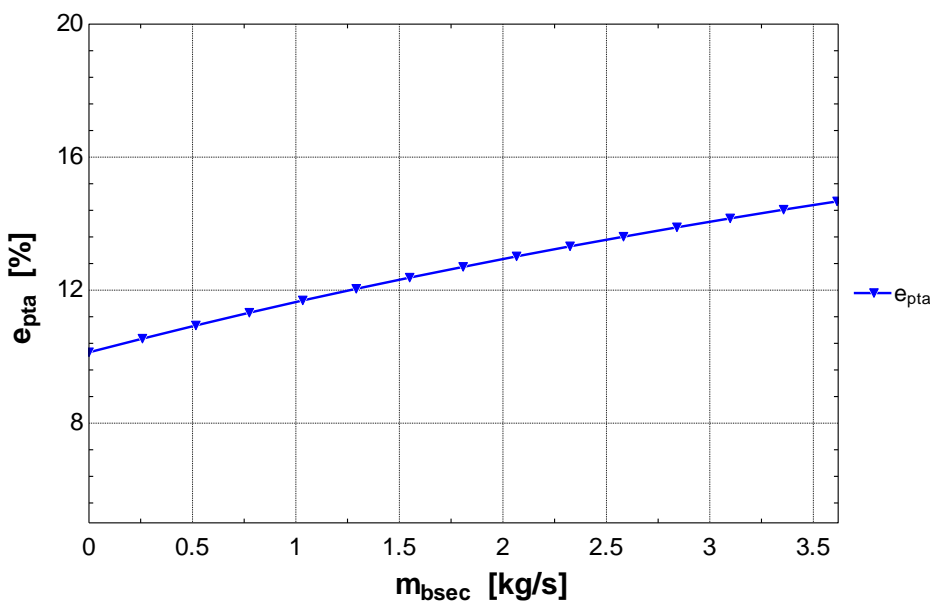


Figura 4.13 Eficiencia exergética de planta respecto del bagazo residual utilizado en TCTGGB.

Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 4.13 se aprecia la mejora de la eficiencia exergética de la planta cuando se utiliza el bagazo residual en la tecnología de gasificación de bagazo y ciclo combinado. En la Figura 4.14 se muestra la variación del exceso de energía generado aplicando la tecnología de cogeneración con turbina de gas y gasificación de bagazo.

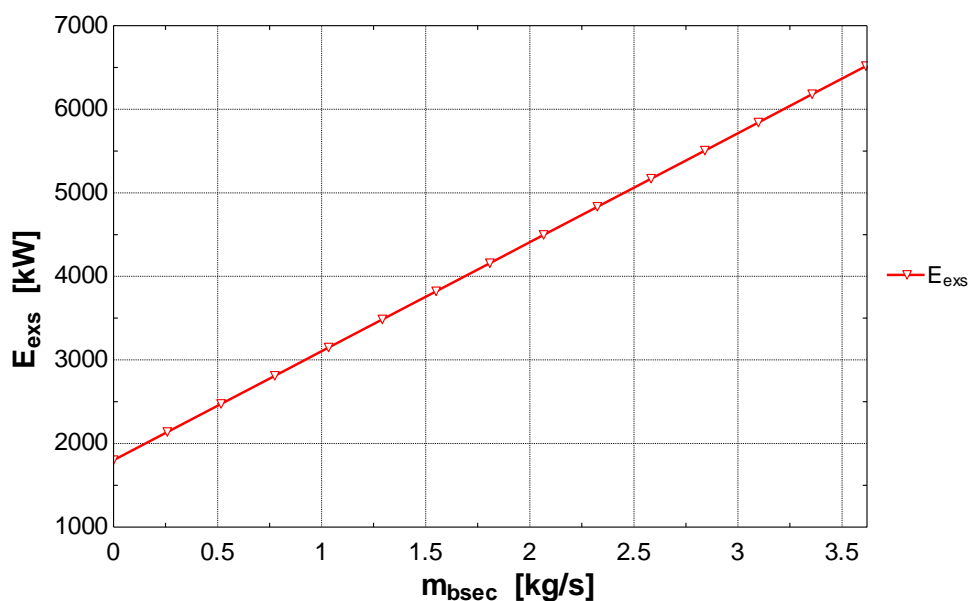


Figura 4.14 Exceso de energía generada utilizando la tecnología TCTGGB.

Fuente: Elaboración propia.

El término E_{exs} representa el exceso de energía generada por la planta de cogeneración y m_{bsec} es el flujo de bagazo residual que se utiliza en la tecnología de gasificación de bagazo y posteriormente en la tecnología de ciclo combinado con turbina de gas. La utilización de estas tecnologías incrementa y maximiza el exceso de energía generada por la planta, lográndose obtener hasta 10.9 MW adicionales.

La eficiencia exergética del turbo-generador TGM es un tanto mayor a la eficiencia exergética del turbo-generador GE y alcanza el 82 %, sin embargo lo que se busca es maximizar la eficiencia exergética de la planta, asociada a la producción de energía y trabajo, según lo cual se verifica la independencia de las eficiencias de los equipos individuales y de la planta, con lo cual se busca la manera más eficiente la utilización del vapor generado por el HRSG, se tienen dos alternativas, en el turbogenerador TGM o el turbogenerador GE. En la Figura 4.15 se muestra la variación de las eficiencias, energética y exergética de la planta, en función al porcentaje del flujo de vapor generado en el HRSG. La eficiencia tanto exergética como energética se incrementan a medida que se incrementa el porcentaje de vapor generado en el HRSG se expande en turbo-generador GE, lográndose alcanzar una eficiencia exergética de planta de 21 %.

El inconveniente principal para alcanzar la eficiencia exergética máxima es la capacidad máxima del turbo-generador GE, cuya potencia máxima es de 3 000 kW, en comparación con el turbo-generador TGM que es de 21 000 kW.

En la Figura 4.16 se muestra la variación de la potencia eléctrica de exceso generada por la planta y las potencias generadas por cada turbo-generador.

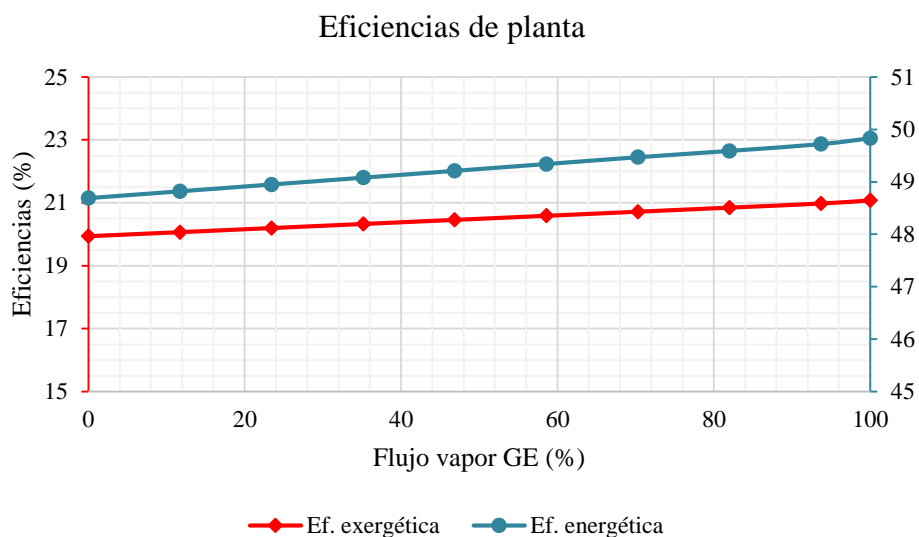


Figura 4.15 Eficiencias de la planta de cogeneración.

Fuente: Elaboración propia.

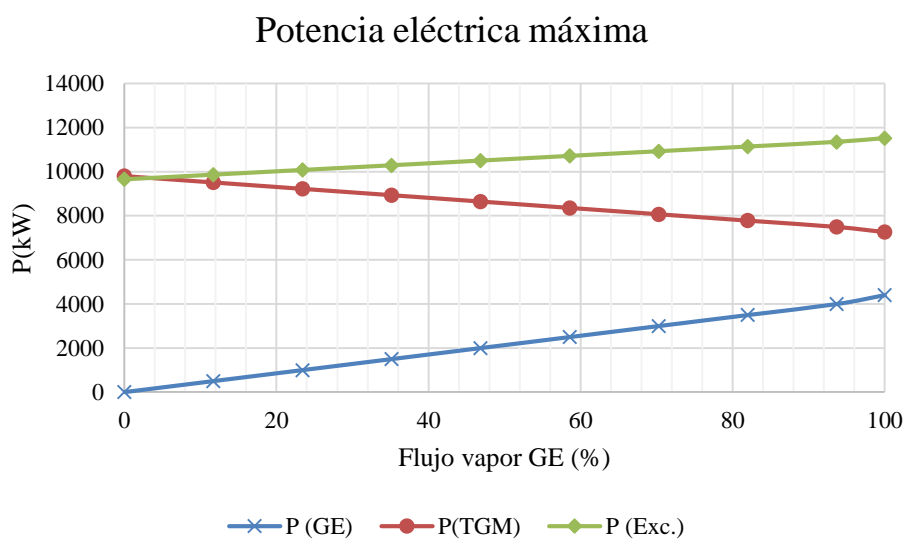


Figura 4.16 Potencia eléctrica máxima generada en planta.

Fuente: Elaboración propia.

Se alcanza a generar los 3 000 kW en el turbo-generador GE a un porcentaje de flujo de vapor generado en el HRSG de 70% y el 30% restante se expande en

el turbo-generador TGM, lográndose alcanzar eficiencias exergética y energética de planta de 20.72% y 49.46% respectivamente, tal como se muestra en la Tabla 4.19.

Tabla 4.19 *Indicadores de la planta de cogeneración optimizada.*

Descripción	Valor	Unidad
Molienda diaria	4200	Ton/día
Eficiencia exergética de planta	20.72	%
Vapor producido en calderas	24.78	kg/s
Irreversibilidad de planta	134637	kW
Consumo específico de vapor	1.991	kg/kg
Generación específica de energía eléctrica	123.1	kW-h/Ton
Relación energía eléctrica y calor	0.4039	kW/kW
Eficiencia energética de planta	49.46	%
Potencia generada	22481	kW
Calor útil	55661	kW
Calor suministrado	164328	kW
Rendimiento eléctrico efectivo	0.219	kW/kW

Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 4.17 se muestra la variación de los indicadores de la planta de cogeneración optimizada respecto a la actual. Se aprecia una reducción de 2.06 a 1.99 en el consumo específico de vapor de la planta y un incremento en la generación de energía eléctrica de la planta de 29.92 kW-h/Ton a 123.1 kW-h/Ton.

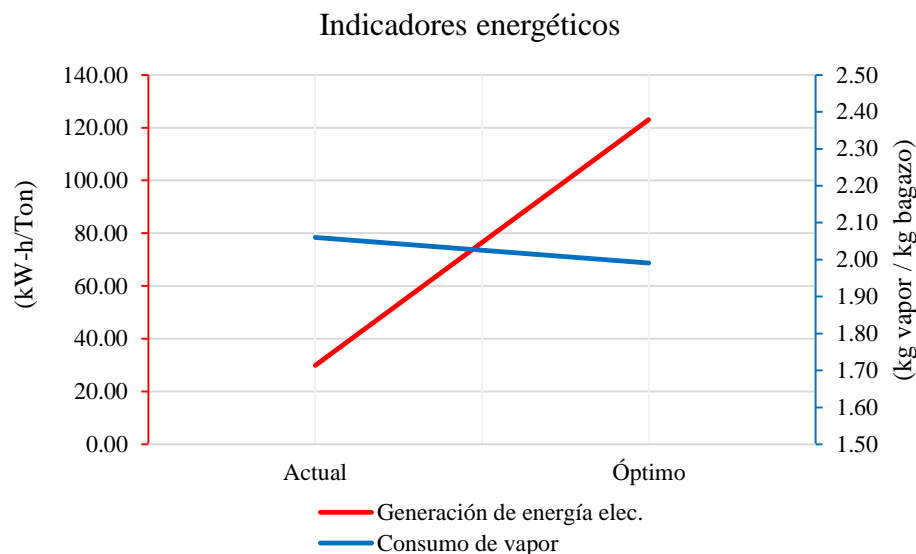


Figura 4.17 Indicadores energéticos de la planta de cogeneración.

Fuente: Elaboración propia.

En el Anexo 22 se muestra el diagrama de operación de la planta de cogeneración optimizada y el balance de exergía y energía, además del resumen de los principales indicadores de planta.

4.3. Aspecto económico.

En el aspecto económico se evalúa la rentabilidad que tiene para la empresa, la inversión en el proyecto de la gasificación del bagazo residual y una turbina de gas con un generador de vapor recuperador de calor de los gases de combustión en un ciclo combinado.

Los principales indicadores económicos en esta evaluación son el valor actual neto (VAN), la tasa interna de retorno (TIR) y el periodo de recuperación (PAYBACK). Estos indicadores brindan una evidencia objetiva de la ejecución o no ejecución del proyecto.

En el Anexo 16 se muestran los costos de inversión aproximado de la ejecución del proyecto. Las inversiones se realizan en equipos de proceso, gasificador de bagazo, secador recuperador de calor, compresor del gasificador, compresor del gasificador, turbina de gas, caldera recuperadora de calor o HRSG y auxiliares de cada equipo de proceso. Además de inversiones en obras civiles, servicios e instalaciones y otros.

La evaluación económica del proyecto se realiza en base a la venta del excedente de la energía generada por la planta de cogeneración, cuya potencia máxima asciende a 10.9 MW y trabajando 24 horas por día y 300 días al año, genera aproximadamente 78,480.00 MW-h/Año.

Los precios fijados por Osinergmin (Res – 057 – 2012) de potencia y energía básicas son de aproximadamente 85.89 US\$/kW-Año y 40.91 US\$/MW-h respectivamente.

En el Anexo 17 se muestran los cálculos del análisis económico de la rentabilidad del proyecto, con un horizonte de evaluación de 10 años, una tasa de interés del 12%, da un resultado favorable de rentabilidad, una tasa interna de retorno (TIR) del 23% y un periodo de retorno de la inversión (Payback) de 5.38 años.

4.4. Discusión.

La metodología empleada del análisis exergético es imprescindible como se ha visto anteriormente en los balances de exergía de los equipos generadores y consumidores de energía, ya que identifica sumideros o equipos destructores de exergía e ineficientes y lugares donde se puede optimizar y mejorar el potencial de trabajo de los equipos o área en general. También se pueden utilizar otras técnicas de optimización de procesos en el área de elaboración para reducir consumo de energía.

Capítulo 5

Conclusiones y recomendaciones.

5.1. Conclusiones

Se realizó el balance de energía térmica y eléctrica para la molienda de 4200 Ton/Día de caña el consumo de vapor saturado en destilería es de 9.22 Ton/h, 83.62 Ton/h en el área de elaboración, 22.71 Ton/h de vapor sobrecalentado en el área de trapiche para accionamiento de turbinas, 7.21 Ton/h de vapor sobrecalentado en el área de calderas para turbo-bombas y otros usos, 2.86 ton/h de vapor de escape ligeramente sobrecalentado en el desaireador térmico y 45.45 Ton/h de vapor sobrecalentado en el turbogenerador TGM para generar 5,460 kW para satisfacer la demanda de energía eléctrica de la planta.

El vapor generado en calderas es de 90.34 Ton/h que tienen una eficiencia de 53% y un consumo de bagazo de 42.41 Ton/h. El consumo específico de vapor es de 2.06 kg de vapor por kg de bagazo y el índice de generación de energía es de 29.92 kW-h/Ton de bagazo.

Se realizó el balance de exergía utilizando el software Engineering Equation Solver (EES) para determinar la exergía del recurso, exergía del producto, destrucción de exergía y la eficiencia exergética de cada equipo. Siendo equipos que mayor destrucción de exergía representan son las calderas, representando el 90% del total de destrucción de exergía en la planta, el turbo-generador TGM 1.78%, 1.15% el pre-evaporador y la válvula reductora de presión 2.09%, en esta última se destruye exergía por mala operación. La exergía destruida o irreversibilidad de la planta es de

108,628 kW, obteniéndose así una eficiencia exergética de planta de 8.52% y una eficiencia energética de planta de 47.64%.

Se optimizó exergéticamente el sistema actual de cogeneración de la planta con la tecnología de gasificación de bagazo y ciclo combinado. Se incrementó la eficiencia exergética de la planta desde 8.52% hasta 20.72%, mejorando la operación de la planta, es decir reduciendo en el caso óptimo a cero el flujo a través de la válvula reductora de presión, utilizando el 23% del bagazo residual de molienda para gasificación de bagazo y en el ciclo combinado, utilizando el vapor generado en el HRSG (Generador de vapor recuperador de calor) en las turbinas de vapor, el 70% del vapor en el turbo-generador GE y el restante (30%) en el turbo-generador TGM, se logra generar 10.9 MW adicionales, se mejora el índice de generación de energía de 29.92 kW-h/Ton a 123.1 kW-h/Ton y se incrementa la eficiencia energética de la planta de 47.64% a 49.46%.

Se propone el sistema de cogeneración con gasificación de bagazo y ciclo combinado para la planta de cogeneración del ingenio azucarero San Jacinto, que aprovecha como energía primaria el bagazo residual de molienda en trapiche para generar energía adicional para la venta al SEIN o a algún concesionario. Se genera 10.9 MW adicionales de potencia y en el caso óptimo operando 300 días al año, descontando paradas de mantenimiento, las 24 horas del día puede generar 78,480 MW-h/Año de energía y con los precios aproximados de potencia y energía de 85.89 US\$/kW-Año y 40.91 US\$/MW-h respectivamente, hace rentable la propuesta del proyecto con una tasa interna de retorno favorable y tenemos un payback de 5.38 años.

5.2. Recomendaciones

Se recomienda realizar un estudio o evaluación termo-económico detallada de la planta de cogeneración del ingenio azucarero que permita conocer la rentabilidad del proyecto actualmente y con proyección de incremento de molienda y producción de la planta, producción de azúcar, etanol y energía para venta.

Se recomienda realizar un diagnóstico y/o benchmarking energético de la planta de cogeneración del ingenio San Jacinto con los ingenios azucareros del Perú.

Capítulo 6

Bibliografía.

- Bancalari, J. P. (2006). Artículos técnicos: THERMAL ENGINEERING.
Recuperado el Noviembre de 2016, de THERMAL ENGINEERING Ltda.:
http://www.thermal.cl/articulos-tecnicos/prontus_thermal/2011-06-02/102250.html, p. 1 - 6.
- Bejan, A. (1997). *Advanced Engineering Thermodynamics*. New York: John Wiley & Sons, p. 66 - 67.
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2011). *Termodinámica* (Séptima ed.). México D.F.: The McGraw-Hill, p. 72 - 587.
- Del Val Gento, V. (2011). *Planta de cogeneración mediante gasificación de biomasa residual*. Proyecto de fin de carrera, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Valladolid. Recuperado el Noviembre de 2016
- Fenercom. (2010). *Guía de cogeneración*. (fenercom, Ed.) Madrid, España. Recuperado el Noviembre de 2016, de fenercom: WWW.fenercom.com, p. 19 - 102.
- Hugot, E. (1982). *Manual para ingenieros azucareros* (Sexta ed.). Mexico D.F.: CIA. Editorial continental S.A. de C.V., p. 163 - 633.
- IDAE. (Octubre de 2007). *Biomasa: Gasificación. Instituto para la diversificación y Ahorro de la Energía*. Recuperado el Noviembre de 2016, de WWW.idae.es, p. 5 - 27.
- Jiang, H., & Vance Morey, R. (1992). A numerical model of a fluized bed biomass gasifier. *Vol.3(6)*, p. 431-447.
- Lozano Serrano, M. A. (1998). *Cogeneración*. Zaragoza: Universidad de Zaragoza, p. 1 - 157.
- Molina López, D. L. (2015). *Modelación matemática basada en análisis exergético de una caldera bagacera*. Universidad Autónoma de Occidente, Escuela de postgrados, Santiago de Cali. Recuperado el Noviembre de 2016. 218 p.
- Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2004). *Fundamentos de termodinámica técnica* (Segunda ed.). Barcelona, España: REVERTE, S. A. 868 p.

- Quispe Chanampa, C. N. (2010). *Análisis energético de un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación para la industria azucarera*. Tesis de grado, Universidad de Piura, Departamento de Ingeniería Mecánico-Eléctrica, Piura. Recuperado el Octubre de 2016. 166 p.
- Sánchez, E., & Quesquén, N. (2015). *Evaluación de los procesos energéticos para su optimización en la ampliación de molienda del ingenio San Jacinto S.A.* Tesis de grado, Universidad Nacional del Santa, Escuela Académico Profesional de Ingeniería en energía, Chimbote. Recuperado el Octubre de 2016
- Sanz Amaya, D. (2014). *Análisis y optimización exergética de una planta de cogeneración para la industria azucarera*. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira. Recuperado el Octubre de 2016
- Shield, C. D. (1975). *Calderas tipos, características y sus funciones*. México D.F.: Compañía Editorial Continental, p. 10 - 21.
- Zainal, Z. A., Ali, R., Lean, C. H., & Seetharamu, K. N. (2001). *El Sevier*. Recuperado el Diciembre de 2016, de www.elsevier.com/locate/enconman.

Anexos

Anexo 1 Sensores y transmisores de temperatura del sistema scada.

Código Scada	Equipo	Ubicación	Variable de Control/Uso	Marca	Modelo	Resolución o Valor de División	Rango del Equipo
TEMP_VAPOR SALIDA	Sensor de temperatura	Línea de salida de vapor de caldera 1	Temperatura de vapor caldera 1	SMAR	TT301	0,1 °C	
TEMP_AIRE_CALIENTE	Sensor de temperatura	Línea de aire caliente Caldera 1	Temperatura de aire caldera 1	ABB	TSP121		-50 - 400 °C
TEMP_GAS_ENT_CALENT	Sensor de temperatura	Línea entrada de gas caldera 1	Temperatura de entrada de gas	ABB	TSP121		-200 - 600 °C
TEMP_GAS_SAL_CALENT	Sensor de temperatura	Línea Salida de gas caldera 1	Temperatura de salida de gas	ABB	TSP121		-200 - 600 °C
TEMP_AGUA_ALIMENT	Sensor de temperatura	Línea de entrada de agua caldera 1	Temperatura de agua	FOXBORO	RTT-20T1LPAFA-L3	0,1 °c	196 - 600 °C
TEMP_AIRE_AMBIENTE	Sensor de temperatura	Línea de entrada de aire caldera 1	Temperatura ambiente de aire				
TEMP_VAPOR SALIDA	Sensor de temperatura	Línea de salida de vapor de caldera 3	Temperatura de vapor caldera 3	ABB	TSP121		-200 - 600 °C
TEMP_AIRE_CALIENTE	Sensor de temperatura	Línea de aire caliente Caldera 3	Temperatura de aire caldera 3	ABB	TSP121	0,01 °C	0 - 400 °C
TEMP_GAS_ENT_CALENT	Sensor de temperatura	Línea entrada de gas caldera 3	Temperatura de entrada de gas	ABB	TSP121		-200 - 600 °C
TEMP_GAS_SAL_CALENT	Sensor de temperatura	Línea Salida de gas caldera 3	Temperatura de salida de gas	ABB	TSP121		-200 - 600 °C
TEMP_AIRE_AMBIENTE	Sensor de temperatura	Línea de entrada de aire caldera 3	Temperatura ambiente de aire	ABB	TSP121		-50 - 400 °C
TEMP_AGUA_DESAIREAD	Transmisor de temperatura	Línea de vapor a fabrica	Temperatura de vapor	SMAR	TT301	0,1 °C	
	Sensor de temperatura	Desaireador	temperatura de agua del desaireador	FOXBORO	QTT.20	0,1 °C	196 - 600 °C
TEMP_AGUA_SAL_BBA_R5	Sensor de temperatura	Línea de salida de agua del tanque de reserve 5	Temperatura de agua				
TEMP_AGUA_SAL_DES	Sensor de temperatura	Línea de salida de agua del desaireador	Temperatura de agua	ABB		0,01 °C	0 - 200 °C
TIT_02	Transmisor de temperatura	Tanque de condensado de los tachos	temperatura de agua	SMAR	TT301	0,1 °C	
TIT_03	Sensor de temperatura	Tanque de condensado de los Pre Evaporadores	temperatura de agua	SMAR	TT301	0,1 °C	
TIT_04	Sensor de temperatura	Línea de entrada de agua al tanque de reserva de fabrica	temperatura de agua				
TIT_05	Sensor de temperatura	Tanque de agua reserva de fabrica	temperatura de agua	SMAR	TT301	0,1 °C	
	Transmision de Temperatura	Bajo de los pre evaporadores	Temperatura de aire seco	SMAR	TT301	0,1 °C	
AL_13	Transmisor de temperatura	Tanque de agua dulce	Temperatura de vapor	SMAR	TT301	0,1 °C	
TEMP_H2O_IMBIBICION	Sensor de temperatura	Línea de agua a Trapiche	Temperatura de agua	ENDRESS+HAUSER	D - 87484		-50 - 400 °C

Fuente: Departamento de instrumentación ASJ.

Anexo 2 Sensores y transmisores de presión del sistema scada.

Código Scada	Equipo	Ubicación	Variable de Control/Uso	Marca	Modelo	Resolución o Valor de División	Rango del Equipo
C1_PRES_VP_SOBRECAL	Transmisor de Presión	Caldera 1	Presión de vapor sobrecalentado	FOXBORO	IGP10 - T22E1F - M1L1		0 - 210 bar
C1_PRESION_HORNO	Transmisor de Presión	Caldera 1	Presión de horno	FOXBORO	IGP20 - T22A21F - M1L1	0,001 inH2O	-0,5 - 0,1 in H2O
PRES_AIRE_SOBREFUEGO	Transmisor de Presión	Línea de aire caliente Caldera 1	Presión de aire sobrefuego	SMAR	LD301 M2	0,01 inH2O	1,67 - 200 inH2O
PRES_CAMARA_AIRE_BAG	Transmisor de Presión	Camara de bagazo	Presión de aire camara bagazo	SMAR	LD301 M2	0,01 inH2O	-200 - 200 inH2O
PRES_GAS_SALIDA	Transmisor de Presión	Línea Salida de gas	Presión de salida de gas	SMAR	LD301 M2	0,01 inH2O	
	Transmisión de Presión	Segundo nivel de caldera 3	Presión de agua caldera 3	YOKOGAWA	EJA4.30A	0,1 psi	
PRES_AIRE_TIRO_FORZ	Transmisor de Presión	Línea de aire tiro forzado caldera 1	Presión de aire tiro forzado	SMAR	LD301 M2	0,01 inH2O	
PRES_GAS_ENT_TIRO_I	Transmisor de Presión	Línea de gas tiro inducido caldera 1	Presión de entrada de gas tiro inducido	SMAR	LD301 M2	0,01 in H2O	
C3_PRES_VP_SOBRECAL	Transmisor de Presión	Caldera 3	Presión de vapor sobrecalentado	ABB	2600T	0,01 psi	1 - 16000 kpa
C3_PRESION_HORNO	Transmisor de Presión	Caldera 3	Presión de horno	FOXBORO	IGP-20 - T22A21F - M1 - L1	0,001 inH2O	-0,5 - 0,1 inH2O
PRES_VAPOR_MASTER	Transmisor de Presión	Línea de union de vapor C1 y C3	Presión salida de vapor	YOKOGAWA	EJA430A		
PRES_B_VP_LIN_150	Transmisor de Presión	salida del reductor de vapor de 150 psi	Presión de vapor 150 psi	YOKOGAWA	EJA430A		
PRES_VP_150	Transmisor de Presión	entrada al reductor de 15 psi	Presión de vapor 150 psi	SMAR	LD301 M4	0,01 psi	
PRES_VP_15	Transmisor de Presión	salida del reductor de vapor de 15 psi	Presión de vapor 15 psi	ABB		0,001 psi	
PRES_AGUA_SAT_V	Transmisor de Presión	Línea de agua saturada	Presión de agua saturada	SMAR	LD301M5	0,01	30 - 3600 psi
PRES_VAP_ESCAPE	Transmisor de Presión	Línea vapor a fabrica	Presión de vapor a fabrica	SMAR	LD301	0,01 psi	
PRES_VAP_DESAIRE	Transmisión de Presión	Desaireador	Presión de vapor del desaireador				
PRES_AGUA_TORREDES	Transmisión de Presión	Desaireador	Presión de agua del desaireador	ABB	2600T	0,00001 psi	
PIT_02	Transmisor de Presión	Tanque de condensado de los tachos	Presión de vapor	SMAR	LD301 M5	0,01PSI	
PIT_03	Transmisor de Presión	Tanque de condensado de los Pre Evaporadores	Presión de vapor	FOX BORO	IGP10-T22D1F-M1L1	0,01 psi	0 - 2500 mbar
PR_H2O_IMBIBICION	Transmisor de presión	Línea de agua para trapiche	Presio de agua	ROSEMOUNT	2051TG2A2B21A55B4E5M5D4Q4	0,01 psi	0 - 150 psi
PIT_04	Transmisor de presión	Línea de entrada de agua al tanque de reserva de fabrica	Presión de agua	SMAR	LD301 M4	0,01 psi	
PRESION AIRE INSTRUMENTOS	Transmisión de Presión	Bajo de los pre evaporadores	Presión de aire seco	ABB		0,01 psi	0,07 - 16000 kPa
AI_14	Transmisor de Presión	Tanque de agua dulce	Presión de vapor	ABB		0,001 psi	0,07 - 600 kpa

Fuente: Departamento de instrumentación ASJ.

Anexo 3 *Flujómetros y otros sensores del área de energía.*

Código Scada	Equipo	Ubicación	Variable de Control/Us	Marca	Modelo	Resolución o Valor de División	Rango del Equipo
C1_FLUJO_VAPOR	Flujometro	Línea de salida de vapor de caldera 1	Flujo de vapor caldera 1	SMAR	LD301 D3	0,1 mm H2O	-36 - 36 PSI
C1_NIVEL_DOMO_A	Transmisor de Nivel	Domo caldera 1	Nivel de Domo caldera 1	SMAR	LD301 D2	0.10%	
C1_NIVEL_DOMO_B	Transmisor de Nivel	Domo caldera 1	Nivel de Domo caldera 1	ABB	ACCH	0.01%	
C1_FLUJO_AGUA	Flujometro	Línea de entrada de agua caldera 1	Flujo de agua caldera 1	SMAR	LD301 D3	0,1 mm H2O	-36 - 36 PSI
	Posicionador	línea de ingreso de agua Al desairador	Posicion de valvula				
	Posicionador	Línea de ingreso de agua a cladera 1	Posicion de valvula	ABB	TZIDC		
C1_VEL_TIRO_INDUCIDO	Sensor de Velocidad	Turbina Tiro inducido caldera 1	Velocidad de turbina tiro inducido	AUTONICS	MP5W	1 UND	
C3_FLUJO_VAPOR	Flujometro	Línea de salida de vapor de caldera 3	Flujo de vapor caldera 3	SMAR	LDR01	1 mm H2O	
C3_FLUJO_AGUA	Flujometro	Línea de entrada de agua caldera 3	Flujo de agua caldera 3	SMAR	LD301	0,1 mm H2O	-36 - 36 psi
C3_VEL_TIRO_INDUCIDO	Sensor de Velocidad	Turbina Tiro inducido caldera 3	Velocidad de turbina tiro inducido	AUTONICS	MP5W	1	
C3_NIVEL_DOMO_A	Transmisor de Nivel	Domo caldera 3	Nivel Domo caldera 3	SMAR	LD301	0.10%	
C3_NIVEL_DOMO_A	Transmisor de Nivel	Domo caldera 3	Nivel Domo caldera 3	ABB	ACCH	0.01%	
NIVEL_A_DESAIREADOR	TRansmisor de Flujo	Línea de vapor a Trapiche	Flujo de Vapor	SMAR	LD301		
NIVEL_A_DESAIREADOR	Transmisor de nivel	Desaireador	Nivel alto del desaireador	ABB		0.001 inH2O	-65 - 65 kPa
NIVEL_B_DESAIREADOR	Transmisor de nivel	Desaireador	Nivel bajo del desaireador	SMAR	LD301-03	0.001 inH2O	8.33 - 1000 inH2O
LCV_901	Valvula	Línea de entrada de agua al tanque de reserva N°5	Posicion de valvula	TRIAC	EPR-1000	0.01%	0 - 100%
AI_18	Transmision de nivel	tanque de agua de reserva N°5	Nivel agua	SMAR	LD301-M3	0.001 inH2O	8.33 - 1000 inH2O
LCV_902	Valvula	Línea de salida de agua del tanque de condensado de los tachos	Nivel de agua				
LIT_902	Transmisor de Nivel	Tanque de condensado de los tachos	Nivel de agua	SMAR	LD301 D2	0.001 inH2O	1,67 - 200inH2O
VEL_TUR_W600	Sensor de Velocidad	Turbo Bomba	velocidad de trubo Bomba	AUTONICS	MP5W	1 UND	
NIVEL_TQ_AGUA_DULCE	Transmisor de Nivel	Tanque de agua dulce	Nivel de agua	ABB		0.0001 inH2O	-65 - 65 kPa
LCV_904	Valvula	Línea de entrada al Tanque de agua dulce	Nivel de agua	SIEMENS			
LCV_900	Valvula	Línea de entrada al Tanque de agua dulce	Nivel de agua	TRIAC	EPR-1000		
AI_11	CONDUCTIMETRO	Debajo de Tacho 9	Conductividad de Agua Condensada Tachos	ENDRESS+H AUSER	LIQUISYS-M	0.1 us/cm	0 - 2000 ms/cm
VSO_COND_TACHOS	INDICADOR	Línea de entrada al Tanque de agua dulce	Indicador de estado O / C	LIMIT SWITCH BOX	APL-210N		
	SOLENOIDE	Línea de entrada al Tanque de agua dulce	activa electrovalvula	AIRTC	4M120-08		0.15 - 0.8MPa
AI_04	CONDUCTIMETRO	Debajo de Pre Evp. 4 y 5	Conductividad de Agua Condensada Pre Evap.	ENDRESS+H AUSER	LIQUISYS-M	0.1 us/cm	0 - 2000 ms/cm
VSO_COND_PRE_EVA	INDICADOR	Línea hacia los tanques	Indicador de estado O / C	LIMIT SWITCH BOX	APL-210N		
	SOLENOIDE	Línea hacia los tanques	activa electrovalvula	AIRTC	4M120-08		0.15 - 0.8MPa
LCV_903	Valvula	Línea de salida de agua del Tanque de condensado de los pre evaporadores	Nivel de agua	PWV			
LIT_903	Transmisor de Nivel	Tanque de condensado de los Pre Evaporadores	Nivel de agua	SMAR	LD301		-200 - 200 inH2O
PIDE_CTRL_FL_IMBIBIC	Flujometro	Línea de agua para trapiche	Flujo de agua	FOXBORO	0303A-SIDA-75J-1M	0,1 GPM	
PCV_900	Posicionador	Línea de entrada de agua tanque de reserva fabrica	Posicion de valvula	SIEMENS			
LIT_905	Transmisor de Nivel	Tanque de agua reserva de fabrica	Nivel de agua	SMAR	LD301		8.33 - 1000 inH2O
LIC_06	Transmisor de nivel	Tanque de agua dulce	Nivel de agua	SMAR	LD301 D2	0.10%	

Fuente: Departamento de instrumentación ASJ.

Anexo 4 Datos específicos de los molinos de trapiche.

Descripción	Molino 1	Molino 2	Molino 3	Molino 4	Molino 5	Molino 6	Unidad
Toneladas de caña por día	4200	4200	4200	4200	4200	4200	TCD
Toneladas de caña por hora promedio	182.609	145.302	96.0415	78.4502	69.0674	61.9864	TCH
Horas perdidas	1	1	1	1	1	1	Hr
Horas efectivas	23	23	23	23	23	23	Hr
Diámetro efectivo de las mazas	0.987	0.864	0.861	0.848	0.836	0.987	m
Velocidad del molino	4.78	3.89	3.87	3.9	3.9	4.78	RPM
Longitud de las mazas	1.829	1.676	1.676	1.676	1.676	1.829	m
Fibra en caña a la entrada	0.148	0.186	0.2814	0.3445	0.3913	0.436	
Toneladas de fibra por hora	27.0261	21.5046	17.8637	22.0759	23.7937	24.2553	TFH
Carga fibrosa específica	16.8347	29.4599	29.8188	30.5036	31.3856	16.8347	kg/m2/m
Presión de la fibra en el cilindro	2500	2400	2400	2400	2400	2500	Psi
Diámetro de pistón hidráulico lado piñón	342.9	304.8	304.8	304.8	304.8	342.9	mm
Área transversal de piston lado piñón	923.474	729.659	729.659	729.659	729.659	923.474	cm2
Presión aplicada al cilindro lado piñón	162.355	123.149	123.149	123.149	123.149	162.355	Ton-f
Diámetro de pistón hidráulico lado cadena	342.9	304.8	304.8	304.8	304.8	342.9	mm
Área transversal de piston lado cadena	923.474	729.659	729.659	729.659	729.659	923.474	cm2
Presión aplicada al cilindro lado cadena	162.355	123.149	123.149	123.149	123.149	162.355	Ton-f
Presión total aplicada al cilindro	324.71	246.298	246.298	246.298	246.298	324.71	Ton-f
Densidad de la fibra comprimida	1550.68	1549.13	1549.13	1549.13	1549.13	1550.68	kg/m3
Densidad del jugo a presión atmosférica	1050	1050	1050	1050	1050	1050	kg/m3
Densidad del jugo bajo presión	1120.15	1117.34	1117.34	1117.34	1117.34	1120.15	kg/m3
Fibra en bagazo a la salida	0.186	0.2814	0.3445	0.3913	0.436	0.48755	
Densidad de bagazo - jugo	1181.14	1212.44	1236.03	1254.13	1271.91	1295.51	kg/m3

Fuente: División de energía ASJ.

Anexo 5 Equipos consumidores de energía del área de preparación de caña.

Nº	ÁREA DE PREPARACIÓN DE CAÑA	Pinstalada-HP	Pinstalada-kW	h, standard	h, Premium	Pabs-kW
1	Me de izaje de grua hilo	50	37.30	0.88		32.82
2	Me de carrito de grua hilo	10	7.46	0.88		6.56
3	Me hiraualico de grua hilo	13	9.33	0.82		7.65
4	Me de mesa cañera N°1	60	44.76	0.88		39.39
5	Me de mesa cañera N°2	15	11.19	0.88		9.85
6	Me de carding drum	40	29.84		0.94	27.91
7	Me de elevador de caña	40	29.84		0.93	28.24
8	Me de izaje de grua henderson	50	37.30	0.88		32.82
9	Me de accionamiento giratorio de grua henderson	12	8.95	0.88		7.88
10	Me de carrito de grua henderson	5	3.73	0.88		3.28
11	Me de bomba principal de agua de lavado de caña	50	37.30	0.88		32.82
12	Me de bomba N°2 de agua de lavado de caña	50	37.30	0.88		32.82
13	Me de rolos (sum flowers)	60	44.76	0.88		39.39
14	Me de conductor de caña N°1	50	37.30	0.88		32.82
15	Me de gallego (nivelador de caña)	40	29.84		0.93	28.24
16	Me de conductor de caña N°2	30	22.38	0.88		19.69
17	Me de bomba de agua sucia N°1	40	29.84	0.88		26.26
18	Me de extractor de desperdicios	10	7.46	0.88		6.56
20	Me de bomba de aceite de turbina ng - machete N°1	5	3.73	0.88		3.28
21	Me de bomba de aceite de reductor de baja - turbina NG	7	4.92	0.88		4.33
22	Me de accionamiento de desfibrador COP 10					1086.85
23	Me de bomba de aceite de chumaceras - desf. COP 10	1	0.75	0.88		0.66
24	Me de esparcidor kiker	40	29.84	0.88		26.26
25	Me de conductor by pass	40	29.84	0.88		26.26
Sub - Total potencia instalada en área de preparación de caña						1562.65

Fuente: División de energía ASJ.

Anexo 6 Equipos consumidores de energía del área de extracción de jugo.

N°	ÁREA DE EXTRACCIÓN DE JUGO	Pinstalada-HP	Pinstalada-kW	h, standard	h, Premium	Pabs-kW
1	Me de bomba de jugo mezclado N°1	75	55.95	0.88		49.24
2	Me de bomba de jugo mezclado N°2	75	55.95	0.88		49.24
3	Me de colador rotativo - equilibrio	7	5.22		0.93	4.86
4	Me de gusanillo sin fin (colador rotativo)	15	11.19	0.88		9.85
5	Me de gusanillo sin fin (colador rotativo)	15	11.19	0.88		9.85
6	Me de conductor donelly N°1	30	22.38	0.88		19.69
7	Me de conductor donelly N°2	40	29.84	0.88		26.26
8	Me de conductor donelly N°3	20	14.92	0.88		13.13
9	Me de conductor donelly N°4	25	18.65	0.88		16.41
10	Me de conductor donelly N°5	25	18.65	0.88		16.41
11	Me de conductor donelly N°6	20	14.92	0.88		13.13
12	Me de bomba vortex (inatorable) N° 1	48	35.81	0.88		31.51
13	Me de bomba vortex (inatorable) auxiliar	48	35.81	0.88		31.51
14	Me de bomba vortex (inatorable) N° 2	48	35.81	0.88		31.51
15	Me de bomba vortex (inatorable) N° 3	15	11.19	0.88		9.85
16	Me de bomba vortex (inatorable) N° 4	15	11.19	0.88		9.85
17	Me de bomba hidraulica para molinos	10	7.46	0.88		6.56
18	Me de accionamiento del molino fulton N°1					463.21
19	Me de ventilador de enfriamiento del motor del molino N°1	30	22.38		0.92	20.59
20	Me de bomba de aceite de turbina ng - molinos 2 y 1°	5	3.73	0.88		3.28
21	Me de bomba de aceite de reductor de baja - turbina ng	6.6	4.92	0.88		4.33
22	Me de bomba de aceite de turbina kkk - molinos 3 y 4°	2.5	1.87	0.88		1.64
23	Me de bomba de aceite auxiliar turbina kkk	10	7.46	0.88		6.56
24	Me de bomba de aceite 1° de reductor voith - turbina kkk	1.5	1.12	0.88		0.98
25	Me de ventilador de enfriamiento del motor del molino N6	30	22.38		0.92	20.59
26	Me de bomba N°1 de enfriamiento de turbinas	15	11.19	0.88		9.85
27	Me de bomba N°2 de enfriamiento de turbinas	15	11.19	0.88		9.85
28	Me de bomba N°1 de agua de enfriamiento de bronce de molinos	5	3.73	0.88		3.28
29	Me de bomba de agua de enfriamiento de bronce de machetes	5	3.73	0.88		3.28
30	Me de torno para masas	7.5	5.60	0.88		4.92
31	Me de torno portatil	3	2.24	0.88		1.97
32	Me de bomba de torno portatil	1	0.75	0.88		0.66
33	Me de esmeril de banco	1	0.75	0.88		0.66
34	Me de izaje de grua puente	11.8	8.80	0.88		7.75
35	Me de carrito de grua puente	1.2	0.90	0.88		0.79
36	Me de movimiento trasnversal de grua puente	3	2.24	0.88		1.97
Sub - Total potencia instalada en área de extracción de jugo						915.02

Fuente: División de energía ASJ.

Anexo 7 Equipos consumidores de energía del área de elaboración.

Nº	ÁREA DE ELABORACIÓN DE AZUCAR	Pinstalada-HP	Pinstalada-kW	h, standard	h, Premium	Pabs-kW
1	Me de agitador tanque de cal Nº 1	3	2.24	0.88		1.97
2	Me de agitador tanque de cal Nº 2	8	5.60	0.88		4.92
3	Me de agitador tanque de cal Nº 3	15	11.19	0.88		9.85
4	Me de agitador tanque vertical de cal Nº 4	10	7.46	0.88		6.56
5	Me de ventilador de azufre	8	5.60	0.88		4.92
6	Me de bomba alimentacion de cal	5	3.73	0.88		3.28
7	Me de bomba de jugo encalado Nº 1	50	37.30	0.88		32.82
8	Me de bomba de jugo encalado Nº 2	60	44.76	0.88		39.39
9	Me de agitador tanque jugo encalado	5	3.58	0.88		3.15
10	Me de ventilador de bagacillo	8	5.60	0.88		4.92
11	Me de bomba de jugo filtrado Nº 1 - filtro Nº 1	5	3.73	0.88		3.28
12	Me de bomba de jugo filtrado Nº 2 - filtro Nº 1	5	3.73	0.88		3.28
13	Me de bomba jugo clarificado Nº 1	30	22.38	0.88		19.69
14	Me de bomba jugo clarificado Nº 2	31	23.13	0.88		20.35
15	Me de bomba de jugo filtrado Nº 1 - filtro Nº 2	5	3.73	0.88		3.28
16	Me de bomba de jugo filtrado Nº 2 - filtro Nº 2	5	3.73	0.88		3.28
17	Me de transportador de bagacillo	3	2.24	0.88		1.97
18	Me de mezclador bagacillo y cachaza	2	1.49	0.88		1.31
19	Me de filtro oliver Nº 1	1	0.75	0.88		0.66
20	Me de agitador tambor filtro Nº 1	2	1.12	0.88		0.98
21	Me de filtro oliver Nº 2	1	0.75	0.88		0.66
22	Me de agitador tambor filtro Nº 2	1	0.75	0.88		0.66
23	Me de bomba circulacion de cachaza	10	7.46	0.88		6.56
24	Me de agitador de clarificador Nº 1	4	2.98	0.88		2.63
25	Me de bomba de diafragma Nº 1 - clarif. Nº 2	1	0.37	0.88		0.33
26	Me de bomba de diafragma Nº 2 - clarif. Nº 2	1	0.37	0.88		0.33
27	Me de agitador de clarificador Nº 2	1	0.75	0.88		0.66
28	Me de bomba de floculante Nº 1	1	0.75	0.88		0.66
29	Me de bomba de floculante Nº 2	1	0.75	0.88		0.66
30	Me de bomba de meladura Nº 1	15	11.19	0.88		9.85
31	Me de bomba de meladura Nº 2	15	11.19	0.88		9.85
32	Me de agitador cristal 600	1	0.75	0.88		0.66
33	Me separador de espuma	1	0.75	0.88		0.66
34	Me micronizador	30	22.38	0.88		19.69
35	Me de bomba agua cond. Nº 1 a evaporadores marais	8	5.60	0.88		4.92
36	Me de bomba agua cond. Nº 2 a evaporadores marais	8	5.60	0.88		4.92
37	Me de bomba de jarabe Nº 1 - 4º efecto	20	14.92	0.88		13.13
38	Me de bomba de jarabe Nº 2 - 4º efecto	20	14.92	0.88		13.13
39	Me de bomba de jarabe Nº 1 - 5º efecto	8	5.60	0.88		4.92
40	Me de bomba de jarabe Nº 2 - 5º efecto	8	5.60	0.88		4.92
41	Me de bomba de soda Nº01	48	35.81	0.88		31.51
42	Me de bomba de soda Nº02	8	5.60	0.88		4.92
43	Me de bomba de soda Nº03	25	18.65	0.88		16.41
44	Me de bomba agua enfriamiento evaporadores (tachos 6y7)	125	93.25	0.88		82.06
45	Me de bomba agua 1 (ritz)	150	111.90	0.88		98.47

Continuación.

46	Me de bomba agua 2 (hidrostral)	150	111.90	0.88	98.47
47	Me de bomba de vacio N° 2 (filtro oliver N°2)	48	35.81	0.88	31.51
48	Me de bomba de vacio N° 3 (general tachos)	48	35.81	0.88	31.51
49	Me de bomba de vacio N° 4 (filtros oliver 1 y 2)	48	35.81	0.88	31.51
50	Me de bomba de vacio N° 5 (tachos 1 y 2)	60	44.76	0.88	39.39
51	Me de bomba de vacio N° 6	75	55.95	0.88	49.24
52	Me de bomba de vacio N° 7	60	44.76	0.88	39.39
53	Me de bomba de vacio N° 8	175	130.55	0.88	114.88
54	Me de bomba de vacio N° 9 (tacho 3)	60	44.76	0.88	39.39
55	Me de bomba de vacio N° 10 (tacho 4)	60	44.76	0.88	39.39
56	Me de bomba de vacio N° 11 (tacho 5)	60	44.76	0.88	39.39
57	Me de bomba agua enfriamiento tacho N° 1, 2 y 3	60	44.76	0.88	39.39
58	Me de bomba agua enfriamiento tacho N° 4 y 5	60	44.76	0.88	39.39
59	Me de bomba agua tacho N° 6 y 7	100	74.60	0.88	65.65
60	Me de bomba agua tacho N° 8	250	186.50	0.88	164.12
61	Me de bomba agua 200hp (auxiliar t8)	200	149.20	0.88	131.30
62	Me de bomba agua tacho auxiliar	60	44.76	0.88	39.39
63	Me de bomba agua eyector N° 1	20	14.92	0.88	13.13
64	Me de bomba agua condensada N° 4 - calentadores	8	5.60	0.88	4.92
65	Me de cristalizador gemelo	4	2.69	0.88	2.36
66	Me de cristalizador N° 2	8	5.60	0.88	4.92
67	Me de cristalizador N° 3	9	6.71	0.88	5.91
68	Me de cristalizador N° 4	3	2.24	0.88	1.97
69	Me de cristalizador N° 5	3	2.24	0.88	1.97
70	Me de cristalizador N° 6	3	2.24	0.88	1.97
71	Me de cristalizador N° 7	5	3.75	0.88	3.30
72	Me de cristalizador N° 8	3	2.24	0.88	1.97
73	Me de cristalizador N° 9	3	2.24	0.88	1.97
74	Me de cristalizador N° 10	3	2.24	0.88	1.97
75	Me de cristalizador N° 11	3	2.24	0.88	1.97
76	Me de cristalizador N° 12	3	2.24	0.88	1.97
77	Me de cristalizador N° 13	3	2.24	0.88	1.97
78	Me de cristalizador N° 14	4	2.69	0.88	2.36
79	Me de cristalizador N° 15	3	2.24	0.88	1.97
80	Me de cristalizador N° 16	4	2.69	0.88	2.36
81	Me de cristalizador N° 17	5	3.58	0.88	3.15
82	Me de cristalizador N° 18	4	2.69	0.88	2.36
83	Me de cristalizador N° 19	4	2.98	0.88	2.63
84	Me de cristalizador N° 20	5	3.73	0.88	3.28
85	Me de cristalizador N° 21	5	3.73	0.88	3.28
86	Me de bomba de miel A N° 1	15	10.89	0.88	9.58
87	Me de bomba de miel A N° 2	15	10.89	0.88	9.58
88	Me de bomba de miel B	8	5.60	0.88	4.92
89	Me de bomba de melaza N° 1 (miel B)	8	5.60	0.88	4.92
90	Me de dilutor miel "A"	8	5.60	0.88	4.92

Continuación.

91	Me de dilutor miel "B"	8	5.60	0.88	4.92
92	Me de bomba de magma C N° 1	10	7.46	0.88	6.56
93	Me de bomba de magma C N° 2	8	5.60	0.88	4.92
94	Me de transportador de azucar de tercera "C"	5	3.73	0.88	3.28
95	Me de agitador de magma "C"	7	4.92	0.88	4.33
96	Me de bomba de melaza N° 2	12	8.95	0.88	7.88
97	Me de transportador magma "B"	7	4.92	0.88	4.33
98	Me de bomba magma "B"	9	6.71	0.88	5.91
99	Me de bomba de agua caliente N° 1 a centrifugas	25	18.65	0.88	16.41
100	Me de agitador lancha N° 1 - centri. automaticas	4	2.69	0.88	2.36
101	Me de agitador lancha N° 2 - centri. automaticas	4	2.69	0.88	2.36
102	Me de centrifuga automatica N° 1	50	37.30	0.88	32.82
103	Me de contramarcha centrifuga automatica N° 1	3	2.24	0.88	1.97
104	Me de centrifuga automatica N° 2	50	37.30	0.88	32.82
105	Me de contramarcha centrifuga automatica N° 2	3	2.24	0.88	1.97
106	Me de centrifuga automatica N° 3	50	37.30	0.88	32.82
107	Me de contramarcha centrifuga automatica N° 3	3	2.24	0.88	1.97
108	Me de bomba aceite centrifugas automaticas	1	0.56	0.88	0.49
109	Me de centrifuga continua N° 01 magma B	100	74.60	0.88	65.65
110	Me de centrifuga continua N°01 - magma C	100	74.60	0.88	65.65
111	Me de bomba de aceite - centrifuga continua N° 1	1	0.75	0.88	0.66
112	Me de centrifuga continua N° 02 - magma C	50	37.30	0.88	32.82
113	Me de bomba de aceite - centrifuga continua N° 2	0	0.19	0.88	0.16
114	Me de centrifuga continua N° 03 - magma C	50	37.30	0.88	32.82
115	Me de bomba de aceite - centrifuga continua N° 3	0	0.19	0.88	0.16
116	Me de agitador lancha centrifugas magma C	7	4.92	0.88	4.33
117	Me de agitador lancha centrifuga magma B	15	11.19	0.88	9.85
118	Me de transportador de azucar N° 1 (automaticas)	7	4.92	0.88	4.33
119	Me de transportador de azucar N° 2 (broadbent.)	7	4.92	0.88	4.33
120	Me de transportador a elevador de azucar humeda	15	11.19	0.88	9.85
121	Me de elevador de azucar humeda	25	18.65	0.88	16.41
122	Me de transportador de azucar N°03	15	11.19	0.88	9.85
123	Me de transportador de azucar humeda a tolvas	8	5.60	0.88	4.92
124	Me de agitador lancha broadbent	8	5.60	0.88	4.92
125	Me de centrifuga broadbent N° 1	350	261.10	0.88	229.77
126	Me de centrifuga broadbent N° 2	350	261.10	0.88	229.77
127	Me de alimentador de azucar a secador	8	5.60	0.88	4.92
128	Me de tambor secador	20	14.92	0.88	13.13
129	Me de transportador de azucar seca a elevador	12	8.95	0.88	7.88
130	Me de elevador de azucar seca	15	11.19	0.88	9.85
131	Me de ventilador	30	22.38	0.88	19.69
132	Me de transportador de azucar seca a tolvas	8	5.60	0.88	4.92
133	Me de zaranda vibratoria	5	3.73	0.88	3.28
134	Me de compresor atlas copco N° 2	70	52.22	0.88	45.95
135	Me de compresor atlas copco N° 3	95	70.75	0.88	62.26

Continuación.

136	Me de compresor atlas copco N° 4	100	74.60	0.88	65.65
137	Me de cosedora de bolsas	1	0.75	0.88	0.66
138	Me de transportador de cosedora de bolsas	1	0.75	0.88	0.66
139	Me de cabezal de cosedora	1	0.37	0.88	0.33
140	Me de transportador de bolsas N°01	8	5.60	0.88	4.92
141	Me de transportador de bolsas N°02	8	5.60	0.88	4.92
142	Me de agitador tanque de refundicion	8	5.60	0.88	4.92
143	Me de bomba de tanque refundidor	10	7.46	0.88	6.56
144	Me transp. bolsas codificadas	1	0.75	0.88	0.66
145	Me bba desague poza enfriamiento	7	4.92	0.88	4.33
146	Me bba agua poza enfriamiento 1	200	149.20	0.88	131.30
147	Me bba agua poza enfriamiento 2	200	149.20	0.88	131.30
Sub - Total potencia instalada en área de elaboración de azucar					3066.49

Fuente: División de energía ASJ.

Anexo 8 Equipos consumidores de energía del área de destilería.

N°	ÁREA DE DESTILERÍA	Pinstalada-HP	Pinstalada-kW	h, standard	h, Premium	Pabs-kW
1	Motor bb. de melaza N° 2	5	3.95	0.88		3.48
2	Motor bb. de melaza auxiliar	6	4.70	0.88		4.14
3	Motor bb. agua dilucion N° 1	4	2.69	0.88		2.36
4	Motor bb. agua dilucion N° 2	4	2.69	0.88		2.36
5	Motor bb. agua enfriamiento N° 1	7	4.92	0.88		4.33
6	Motor bb. agua enfriamiento N° 2	7	4.92	0.88		4.33
7	Motor bb. agua enfriamiento aux.	20	14.92	0.88		13.13
8	Motor bb. agua enfriamiento cubas	8	5.60	0.88		4.92
9	Motor compresora romel	5	3.58	0.88		3.15
10	Motor bb. de mosto N° 1	4	2.69	0.88		2.36
11	Motor bb. de mosto N° 2	4	2.69	0.88		2.36
12	Motor bb. de vino N° 1	4	2.69	0.88		2.36
13	Motor bb. de vino N° 2	4	2.69	0.88		2.36
14	Motor bb. de flemaza N° 1	1	0.75	0.88		0.66
15	Motor bb. de flemaza N° 2	1	0.75	0.88		0.66
16	Motor bb. fondo de fermentacion	1	0.75	0.88		0.66
17	Motor bb. alcohol de primera N° 1	1	0.75	0.88		0.66
18	Motor bb. alcohol de primera N° 2	1	0.75	0.88		0.66
19	Motor bb. de alcohol de segunda	1	0.75	0.88		0.66
20	Motor pre fermentador N° 1	4	2.69	0.88		2.36
21	Motor pre fermentador N° 2	4	2.69	0.88		2.36
22	Motor centrifuga mausa N° 1	10	7.46	0.88		6.56
23	Motor centrifuga mausa N° 2	10	7.46	0.88		6.56
24	Motor homogenizador	2	1.79	0.88		1.58
25	Motor bb. de soda	5	3.73	0.88		3.28
26	Motor bb. de melaza de la poza	8	5.60	0.88		4.92
27	Planta de alcohol N°2	120	89.52		0.93	83.25
28	Planta de alcohol N°3	120	89.52		0.93	83.25
29	Planta de alcohol N°4	100	74.60		0.93	69.38
30	Sistema de enfriamiento	100	74.60		0.93	69.38
Sub - Total potencia instalada en área de destilería						388.51

Fuente: División de energía ASJ.

Anexo 9 Equipos consumidores de energía del área de generación de vapor.

Nº	ÁREA DE GENERACIÓN DE VAPOR	Pinstalada-HP	Pinstalada-kW	h, standard	h, Premium	Pabs-kW
1	Me de conductor de bagazo N°1	15	11.19	0.88		9.85
2	Me de conductor de bagazo N°2	40	29.84	0.88		26.26
3	Me de conductor de bagazo N°3	30	22.38	0.88		19.69
4	Me de alimentador de bagazo	50	37.30		0.93	34.69
5	Me de conductor de bagazo N°4	40	29.84	0.88		26.26
6	Me de conductor de bagazo N°5	40	29.84	0.88		26.26
7	Me de alimentador de bagazo N° 1 - caldera FW#1	3	2.24	0.88		1.97
8	Me de alimentador de bagazo N° 2 - caldera FW#1	3	2.24	0.88		1.97
9	Me de alimentador de bagazo N° 3 - caldera FW#1	3	2.24	0.88		1.97
10	Me de alimentador de bagazo N° 4 - caldera FW#1	3	2.24	0.88		1.97
11	Me de soplador fijo de hollin - caldera FW#1	1	0.45	0.88		0.39
12	Me de soplador retractil de hollin - caldera FW#1	1	0.45	0.88		0.39
13	Me de ventilador forzado- caldera FW#1	150	111.90	0.88		98.47
14	Me de extractor de desperdicios - caldera FW#1	10	7.46	0.88		6.56
15	Me de elevador de inquemados - caldera FW#1	10	7.46	0.88		6.56
16	Me de inyector de aire frio - caldera FW#1	50	37.30	0.88		32.82
17	Me de ventilador de aire secundario - caldera FW#1	100	74.60		0.93	69.38
18	Me de ventilador de tiro inducido - caldera FW#1	400	298.40			298.40
19	Me de alimentador de bagazo n° 1 - caldera FW#3	3	2.24	0.88		1.97
20	Me de alimentador de bagazo n° 2 - caldera FW#3	3	2.24	0.88		1.97
21	Me de alimentador de bagazo n° 3 - caldera FW#3	3	2.24	0.88		1.97
22	Me de alimentador de bagazo n° 4 - caldera FW#3	3	2.24	0.88		1.97
23	Me de soplador fijo de hollin - caldera FW#3	1	0.45	0.88		0.39
24	Me de soplador retractil de hollin - caldera FW#3	1	0.45	0.88		0.39
25	Me de ventilador forzado- caldera FW#3	150	111.90	0.88		98.47
26	Me de extractor de desperdicios - caldera FW#3	10	7.46	0.88		6.56
27	Me de elevador de inquemados - caldera FW#3	10	7.46	0.88		6.56
28	Me de inyector de aire frio - caldera FW#3	50	37.30	0.88		32.82
29	Me de ventilador de aire secundario - caldera FW#1	100	74.60		0.93	69.38
30	Me de ventilador de tiro inducido - caldera FW#1	400	298.40			298.40
31	Me de esmeril de banco	1	0.75	0.88		0.66
32	Me de maquina cortadora de tubos	1	0.37	0.88		0.33
33	Me de maquina cortadora de refractarios	3	2.24	0.88		1.97
34	Me de maquina dobladora de tubos N°1	10	7.46	0.88		6.56
35	Me de maquina dobladora de tubos N°2	10	7.46	0.88		6.56
36	Me de bomba de agua a caldera FW#3 - warren N°2	400	298.40			298.40
37	Me de bomba de agua a caldera FW#1 - wortington 600	400	298.40			298.40
38	Me de bomba de cal	3	2.24	0.88		1.97
39	Me de bomba de salmuera	5	3.73	0.88		3.28
40	Me de bomba de agua cruda N°1	15	11.19	0.88		9.85
41	Me de bomba de agua cruda N°2	15	11.19	0.88		9.85
42	Me de bomba de agua condensada N°1	15	11.19	0.88		9.85
43	Me de bomba de agua condensada N°2	15	11.19	0.88		9.85
44	Me de bomba de agua condensada N°3	15	11.19	0.88		9.85
45	Me de bomba de agua de lavado de gases FW#1	50	37.30		0.93	34.69

Continuación.

46	Me de bomba de agua de lavado de gases FW#3	50	37.30	0.93	34.69
47	Me de bomba de agua de rebombero de cenizas FW#1	75	55.95	0.93	52.03
48	Me de bomba de agua de rebombero de cenizas FW#3	75	55.95	0.93	52.03
49	Me de colador rotativo de cenizas	7	5.22	0.93	4.86
50	Me de agitador de decantador	2	1.12	0.93	1.04
51	Me de bomba de recuperacion de agua de piscina	20	14.92	0.93	13.88
52	Me de bomba de liquidacion de piscina	20	14.92	0.93	13.88
53	Me de bomba de make up de piscina	30	22.38	0.93	20.81
54	Me de bomba de agua condensada - preevaporadores	20	14.92	0.88	13.13
55	Me de bomba de productos quimicos optisperse	1	0.37	0.88	0.33
56	Me de maquina de izaje	2	1.79	0.88	1.58
Sub - Total potencia instalada en área de generación de vapor					2095.06

Fuente: División de energía ASJ.

Anexo 10 Equipos consumidores de energía del área de generación de energía eléctrica.

Nº	ÁREA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA	Pinstalada-HP	Pinstalada-kW	h, standard	h, Premium	Pabs-kW
1	Me de bomba de recirculacion de agua N°1	40	29.84	0.88		26.26
2	Me de bomba de recirculacion de agua N°2	40	29.84	0.88		26.26
3	Me de bomba de extraccion de condensado N°1	5	3.73	0.88		3.28
4	Me de bomba de extraccion de condensado N°2	5	3.73	0.88		3.28
5	Me de ventilador N°1 de torre marley	25	18.65	0.88		16.41
6	Me de ventilador N°2 de torre marley	25	18.65	0.88		16.41
7	Me de ventilador N°3 de torre marley	25	18.65	0.88		16.41
8	Me de extractor de vahos	1	0.75	0.88		0.66
9	Me de maquina de izaje	12	8.80	0.88		7.74
10	Me de ventilador N°1 de torre sicrea	8	5.60		0.93	5.20
11	Me de ventilador N°2 de torre sicrea	8	5.60		0.93	5.20
12	Me de bomba de enfriamiento de servicios de turbina TGM	100	74.60		0.93	69.38
13	Me de giro lento de turbina tgm	29	22.00		0.93	20.46
14	Me de bomba de aceite auxiliar	30	22.38		0.93	20.81
15	Me de ventilador exahustor de niebla	5	3.73		0.93	3.47
Sub - Total potencia instalada en área de generación de energía eléctrica						241.25

Fuente: División de energía ASJ.

Anexo 11 *Datos de flujo, temperatura y presión del sistema actual del ingenio.*

Corriente	Descripción	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Temperatura (K)	Flujo (Ton/h)	Flujo (kg/s)
1	Ingreso agua bomba Warren N° 1	2.00	120.00	393.00	60.15	16.708
2	Ingreso agua bomba Warren N° 2	2.00	120.00	393.00	60.15	16.708
3	Salida agua bomba Warren N° 1	48.30	120.00	393.00	60.15	16.708
4	Salida agua bomba Warren N° 2	48.30	120.00	393.00	60.15	16.708
5	Agua para saturación	33.30	120.00	393.00	6.49	1.801
6	Agua alimentación calderas	48.30	120.00	393.00	113.81	31.615
7	Ingreso agua alimentación caldera FW-1	48.20	119.88	392.88	56.91	15.808
8	Ingreso agua alimentación caldera FW-3	48.20	119.88	392.88	56.91	15.808
9	Vapor para limpieza de caldera FW-1	42.50	410.00	683.00	0.57	0.157
10	Vapor para limpieza de caldera FW-3	42.50	410.00	683.00	0.57	0.157
11	Salida vapor sobrecalentado caldera FW-1	42.50	410.00	683.00	44.61	12.391
12	Salida vapor sobrecalentado caldera FW-3	42.50	410.00	683.00	44.61	12.391
13	Vapor sobrecalentado manifold principal	42.50	410.00	683.00	89.21	24.781
14	Ingreso de vapor turbina GE	41.23	397.70	670.70	0.00	0.000
15	Ingreso de vapor turbina TGM	41.23	397.70	670.70	45.45	12.625
16	Salida válvula reductora 600/18 psi	2.32	222.00	495.00	14.97	4.159
17	Ingreso de vapor para Turbo-molinos	41.23	397.70	670.70	22.71	6.310
17.1	Ingreso de vapor a machete 1	41.23	397.70	670.70	4.46	1.238
17.2	Ingreso de vapor a molino 2 y 3	41.23	397.70	670.70	6.94	1.928
17.3	Ingreso de vapor a molino 4 y 5	41.23	397.70	670.70	6.30	1.749
17.4	Ingreso de vapor a molino 6	41.23	397.70	670.70	4.74	1.317
18	Ingreso de vapor para Turbo-bombas	41.23	397.70	670.70	6.08	1.688
18.1	Ingreso de vapor Turbo-bomba Warren N° 1	41.23	397.70	670.70	3.04	0.844
18.2	Ingreso de vapor Turbo-bomba W-600	41.23	397.70	670.70	3.04	0.844
19	Salida de vapor turbina GE	2.32	190.00	463.00	0.00	0.000
20	Salida de vapor turbina TGM	2.32	135.82	408.82	45.45	12.625
21	Salida de vapor para Turbo-molinos	2.32	222.00	495.00	22.71	6.310
21.1	Salida de vapor a machete 1	2.32	222.00	495.00	4.46	1.238
21.2	Salida de vapor a molino 2 y 3	2.32	222.00	495.00	6.94	1.928
21.3	Salida de vapor a molino 4 y 5	2.32	222.00	495.00	6.30	1.749
21.4	Salida de vapor a molino 6	2.32	222.00	495.00	4.74	1.317
22	Salida de vapor para Turbo-bombas	2.32	222.00	495.00	6.08	1.688
22.1	Salida de vapor Turbo-bomba Warren N° 1	2.32	222.00	495.00	3.04	0.844
22.2	Salida de vapor Turbo-bomba W-600	2.32	222.00	495.00	3.04	0.844
23	Ingreso de vapor al Desaireador	2.32	222.00	495.00	2.86	0.794
24	Ingreso de vapor hacia el Saturador	2.32	222.00	495.00	86.35	23.987
25	Salida de vapor del Saturador	2.31	124.80	397.80	92.84	25.789
26	Ingreso de vapor al Pre-evaporador	2.31	124.80	397.80	82.34	22.873
27	Ingreso de vapor Elaboración otros usos	2.31	124.80	397.80	1.28	0.356
28	Ingreso de vapor a Destilería	2.31	124.80	397.80	9.22	2.560
29	Ingreso de jugo clarificado al Pre-evaporador	2.07	105.00	378.00	184.32	51.201
30	Salida de vapor vegetal del Pre-evaporador	1.63	113.90	386.90	76.73	21.313
31	Salida de condensado del Pre-evaporador	2.31	124.80	397.80	82.34	22.873
32	Salida de jugo concentrado Pre-evaporador	1.63	113.90	386.90	107.60	29.888

Continuación.

33	Ingreso al condensador	0.11	58.00	331.00	0.00	0.000
34	Salida de agua de enfriamiento condensador	1.80	32.00	305.00	0.00	0.000
35	Salida de agua de enfriamiento Torre	0.85	28.00	301.00	0.00	0.000
36	Ingreso de agua de enfriamiento condensador	2.80	28.00	301.00	0.00	0.000
37	Salida de condensado del condensador	0.11	47.00	320.00	0.00	0.000
38	Ingreso al tanque de calidad	2.10	45.00	318.00	0.00	0.000
39	Ingreso al tanque de calidad otros	2.10	80.00	353.00	46.11	12.809
40	Salida del tanque de calidad	0.86	70.00	343.00	128.45	35.681
41	Ingreso de agua al desaireador	2.60	70.00	343.00	128.45	35.681
42	Salida de agua del desaireador	1.30	120.00	393.00	131.33	36.481
43	Ingreso de agua Turbo-bomba W-600	1.30	120.00	393.00	60.15	16.708
44	Salida de agua Turbo-bomba W-600	48.30	120.00	393.00	60.15	16.708

Fuente: Elaboración propia.

Anexo 12 *Exergía de cada punto del sistema actual del ingenio.*

Corriente	Descripción	Exergía (kW)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg-K)
1	Ingreso agua bomba Warren N° 1	883	503.2	1.526
2	Ingreso agua bomba Warren N° 2	883	503.2	1.526
3	Salida agua bomba Warren N° 1	958.3	506.4	1.522
4	Salida agua bomba Warren N° 2	958.3	506.4	1.522
5	Agua para saturación	100.7	505.4	1.523
6	Agua alimentación calderas	1813	506.4	1.522
7	Ingreso agua alimentación caldera FW-1	904.6	505.9	1.521
8	Ingreso agua alimentación caldera FW-3	904.6	505.9	1.521
9	Vapor para limpieza de caldera FW-1	191.5	3234	6.773
10	Vapor para limpieza de caldera FW-3	191.5	3234	6.773
11	Salida vapor sobrecalentado caldera FW-1	15113	3234	6.773
12	Salida vapor sobrecalentado caldera FW-3	15113	3234	6.773
13	Vapor sobrecalentado manifold principal	30225	3234	6.773
14	Ingreso de vapor turbina GE	0.1201	3206	6.746
15	Ingreso de vapor turbina TGM	15164	3206	6.746
16	Salida válvula reductora 600/18 psi	2803	2913	7.528
17	Ingreso de vapor para Turbo-molinos	7576	3206	6.746
17.1	Ingreso de vapor a machete 1	1486	3206	6.746
17.2	Ingreso de vapor a molino 2 y 3	2315	3206	6.746
17.3	Ingreso de vapor a molino 4 y 5	2100	3206	6.746
17.4	Ingreso de vapor a molino 6	1581	3206	6.746
18	Ingreso de vapor para Turbo-bombas	2027	3206	6.746
18.1	Ingreso de vapor Turbo-bomba Warren N° 1	1013	3206	6.746
18.2	Ingreso de vapor Turbo-bomba W-600	1013	3206	6.746
19	Salida de vapor turbina GE	0.00	2849	7.393
20	Salida de vapor turbina TGM	7762	2736	7.135
21	Salida de vapor para Turbo-molinos	4256	2913	7.528
21.1	Salida de vapor a machete 1	834.9	2913	7.528
21.2	Salida de vapor a molino 2 y 3	1300	2913	7.528
21.3	Salida de vapor a molino 4 y 5	1180	2913	7.528
21.4	Salida de vapor a molino 6	888.2	2913	7.528
22	Salida de vapor para Turbo-bombas	1138	2913	7.528
22.1	Salida de vapor Turbo-bomba Warren N° 1	569.2	2913	7.528
22.2	Salida de vapor Turbo-bomba W-600	569.2	2913	7.528
23	Ingreso de vapor al Desaireador	535.5	2913	7.528
24	Ingreso de vapor hacia el Saturador	16179	2913	7.528
25	Salida de vapor del Saturador	15663	2713	7.081
26	Ingreso de vapor al Pre-evaporador	13892	2713	7.081
27	Ingreso de vapor Elaboración otros usos	216.2	2713	7.081
28	Ingreso de vapor a Destilería	1555	2713	7.081
29	Ingreso de jugo clarificado al Pre-evaporador	1969	439.7	1.362
30	Salida de vapor vegetal del Pre-evaporador	11868	2697	7.197
31	Salida de condensado del Pre-evaporador	1342	524.3	1.578
32	Salida de jugo concentrado Pre-evaporador	1396	477.3	1.46

Continuación.

33	Ingreso al condensador	0.00	2416	7.372
34	Salida de agua de enfriamiento condensador	0.00	137.6	0.4759
35	Salida de agua de enfriamiento Torre	0.00	116.7	0.407
36	Ingreso de agua de enfriamiento condensador	0.00	120.9	0.4209
37	Salida de condensado del condensador	0.00	196.2	0.6629
38	Ingreso al tanque de calidad	0.00	217.1	0.7277
39	Ingreso al tanque de calidad otros	11.39	154.4	0.5302
40	Salida del tanque de calidad	458.9	292.4	0.9533
41	Ingreso de agua al desaireador	467	292.6	0.9532
42	Salida de agua del desaireador	1928	503.2	1.526
43	Ingreso de agua Turbo-bomba W-600	883	503.2	1.526
44	Salida de agua Turbo-bomba W-600	958.3	506.4	1.522

Fuente: Elaboración propia.

Anexo 13 Datos de presión, temperatura y flujo de la planta de cogeneración optimizada.

Corriente	Descripción	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Temperatura (K)	Flujo (Ton/h)	Flujo (kg/s)
1	Ingreso agua bomba Warren N° 1	2.0	120	393	60.15	16.71
2	Ingreso agua bomba Warren N° 2	2.0	120	393	60.15	16.71
3	Salida agua bomba Warren N° 1	48.3	120	393	60.15	16.71
4	Salida agua bomba Warren N° 2	48.3	120	393	60.15	16.71
5	Agua para saturación	33.3	120	393	6.49	1.80
6	Agua alimentación calderas	48.3	120	393	113.81	31.62
7	Ingreso agua alimentación caldera FW-1	48.2	120	393	56.91	15.81
8	Ingreso agua alimentación caldera FW-3	48.2	120	393	56.91	15.81
9	Vapor para limpieza de caldera FW-1	42.5	410	683	0.57	0.16
10	Vapor para limpieza de caldera FW-3	42.5	410	683	0.57	0.16
11	Salida vapor sobrecalentado caldera FW-1	42.5	410	683	44.61	12.39
12	Salida vapor sobrecalentado caldera FW-3	42.5	410	683	44.61	12.39
13	Vapor sobrecalentado manifold principal	42.5	410	683	89.21	24.78
14	Ingreso de vapor turbina GE	41.2	398	671	14.38	3.99
15	Ingreso de vapor turbina TGM	41.2	398	671	60.44	16.79
16	Salida válvula reductora 600/18 psi	2.3	222	495	0.00	0.00
17	Ingreso de vapor para Turbo-molinos	41.2	398	671	22.71	6.31
17.1	Ingreso de vapor a machete 1	41.2	398	671	4.46	1.24
17.2	Ingreso de vapor a molino 2 y 3	41.2	398	671	6.94	1.93
17.3	Ingreso de vapor a molino 4 y 5	41.2	398	671	6.30	1.75
17.4	Ingreso de vapor a molino 6	41.2	398	671	4.74	1.32
18	Ingreso de vapor para Turbo-bombas	41.2	398	671	6.08	1.69
18.1	Ingreso de vapor Turbo-bomba Warren N° 1	41.2	398	671	3.04	0.84
18.2	Ingreso de vapor Turbo-bomba W-600	41.2	398	671	3.04	0.84
19	Salida de vapor turbina GE	2.3	190	463	0.00	0.00
20	Salida de vapor turbina TGM	2.3	136	409	60.44	16.79
21	Salida de vapor para Turbo-molinos	2.3	222	495	22.71	6.31
21.1	Salida de vapor a machete 1	2.3	222	495	4.46	1.24
21.2	Salida de vapor a molino 2 y 3	2.3	222	495	6.94	1.93
21.3	Salida de vapor a molino 4 y 5	2.3	222	495	6.30	1.75
21.4	Salida de vapor a molino 6	2.3	222	495	4.74	1.32
22	Salida de vapor para Turbo-bombas	2.3	222	495	6.08	1.69
22.1	Salida de vapor Turbo-bomba Warren N° 1	2.3	222	495	3.04	0.84
22.2	Salida de vapor Turbo-bomba W-600	2.3	222	495	3.04	0.84
23	Ingreso de vapor al Desaireador	2.3	222	495	2.86	0.79
24	Ingreso de vapor hacia el Saturador	2.3	222	495	86.35	23.99
25	Salida de vapor del Saturador	2.3	125	398	92.84	25.79
26	Ingreso de vapor al Pre-evaporador	2.3	125	398	82.34	22.87
27	Ingreso de vapor Elaboración otros usos	2.3	125	398	1.28	0.36
28	Ingreso de vapor a Destilería	2.3	125	398	9.22	2.56
29	Ingreso de jugo clarificado al Pre-evaporador	2.1	105	378	184.32	51.20
30	Salida de vapor vegetal del Pre-evaporador	1.6	114	387	76.73	21.31
31	Salida de condensado del Pre-evaporador	2.3	125	398	82.34	22.87
32	Salida de jugo concentrado Pre-evaporador	1.6	114	387	107.60	29.89

Continuación.

33	Ingreso al condensador	0.1	58	331	14.38	3.99
34	Salida de agua de enfriamiento condensador	2.8	32	305	1908.00	530.00
35	Salida de agua de enfriamiento Torre	0.9	28	301	1908.00	530.00
36	Ingreso de agua de enfriamiento condensador	4.8	28	301	1908.00	530.00
37	Salida de condensado del condensador	0.1	47	320	14.38	3.99
38	Ingreso al tanque de calidad	2.1	45	325	14.38	3.99
39	Ingreso al tanque de calidad otros	2.1	80	310	46.11	12.81
40	Salida del tanque de calidad	0.9	70	343	142.85	39.68
41	Ingreso de agua al desaireador	2.6	70	343	142.85	39.68
42	Salida de agua del desaireador	1.3	120	393	145.69	40.47
43	Ingreso de agua Turbo-bomba W-600	1.3	120	393	60.15	16.71
44	Salida de agua Turbo-bomba W-600	48.3	120	393	60.15	16.71
45	Hogar de la caldera		980	1253		
46	Ingreso de bagazo al secador				13.01	3.62
47	ingreso de bagazo seco al gasificador				7.98	2.22
48	Salida de residuos del secador	1	105	378	5.04	1.40
49	Salida de gas de síntesis				15.15	4.21
50	Ingreso a la turbina de gas	5	1065	1338	104.72	29.09
51	Ingreso de gases de combustión al HRSG	1	623	896	104.72	29.09
52	Ingreso de gases de combustión al secador	1	125	398	104.72	29.09
53	Salida de gases del secador	1	110	383	104.72	29.09
54	Ingreso de aire al compresor del gasificador	1	28	301	5.91	1.64
55	Ingreso de aire comprimido al gasificador	5	200	473	5.91	1.64
56	Ingreso de aire al compresor de la turbina	1	28	301	89.60	24.89
57	Ingreso de aire a la cámara de combustión	5	200	473	89.60	24.89
58	Ingreso de agua al HRSG	42.5	120	393	21.11	5.86
59	Salida de vapor sobrecalentado del HRSG	42.5	410	683	21.11	5.86

Fuente: Elaboración propia.

Anexo 14 *Exergía de cada punto de la planta de cogeneración optimizada.*

Corriente	Descripción	Exergía (kW)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg-K)
1	Ingreso agua bomba Warren N° 1	883	503.2	1.526
2	Ingreso agua bomba Warren N° 2	883	503.2	1.526
3	Salida agua bomba Warren N° 1	958.3	506.4	1.522
4	Salida agua bomba Warren N° 2	958.3	506.4	1.522
5	Agua para saturación	100.7	505.4	1.523
6	Agua alimentación calderas	1813	506.4	1.522
7	Ingreso agua alimentación caldera FW-1	904.6	505.9	1.521
8	Ingreso agua alimentación caldera FW-3	904.6	505.9	1.521
9	Vapor para limpieza de caldera FW-1	191.5	3234	6.773
10	Vapor para limpieza de caldera FW-3	191.5	3234	6.773
11	Salida vapor sobrecalentado caldera FW-1	15113	3234	6.773
12	Salida vapor sobrecalentado caldera FW-3	15113	3234	6.773
13	Vapor sobrecalentado manifold principal	30225	3234	6.773
14	Ingreso de vapor turbina GE	4795	3206	6.746
15	Ingreso de vapor turbina TGM	20158	3206	6.746
16	Salida válvula reductora 600/18 psi	0	2913	7.528
17	Ingreso de vapor para Turbo-molinos	7576	3206	6.746
17.1	Ingreso de vapor a machete 1	1486	3206	6.746
17.2	Ingreso de vapor a molino 2 y 3	2315	3206	6.746
17.3	Ingreso de vapor a molino 4 y 5	2100	3206	6.746
17.4	Ingreso de vapor a molino 6	1581	3206	6.746
18	Ingreso de vapor para Turbo-bombas	2027	3206	6.746
18.1	Ingreso de vapor Turbo-bomba Warren N° 1	1013	3206	6.746
18.2	Ingreso de vapor Turbo-bomba W-600	1013	3206	6.746
19	Salida de vapor turbina GE	0.00	2849	7.393
20	Salida de vapor turbina TGM	10319	2736	7.135
21	Salida de vapor para Turbo-molinos	4256	2913	7.528
21.1	Salida de vapor a machete 1	834.9	2913	7.528
21.2	Salida de vapor a molino 2 y 3	1300	2913	7.528
21.3	Salida de vapor a molino 4 y 5	1180	2913	7.528
21.4	Salida de vapor a molino 6	888.2	2913	7.528
22	Salida de vapor para Turbo-bombas	1138	2913	7.528
22.1	Salida de vapor Turbo-bomba Warren N° 1	569.2	2913	7.528
22.2	Salida de vapor Turbo-bomba W-600	569.2	2913	7.528
23	Ingreso de vapor al Desaireador	535.5	2913	7.528
24	Ingreso de vapor hacia el Saturador	16179	2913	7.528
25	Salida de vapor del Saturador	15663	2713	7.081
26	Ingreso de vapor al Pre-evaporador	13892	2713	7.081
27	Ingreso de vapor Elaboración otros usos	216.2	2713	7.081
28	Ingreso de vapor a Destilería	1555	2713	7.081
29	Ingreso de jugo clarificado al Pre-evaporador	1969	439.7	1.362
30	Salida de vapor vegetal del Pre-evaporador	11868	2697	7.197
31	Salida de condensado del Pre-evaporador	1342	524.3	1.578
32	Salida de jugo concentrado Pre-evaporador	1396	477.3	1.46

Continuación.

33	Ingreso al condensador	893.8	2416	7.372
34	Salida de agua de enfriamiento condensador	183.2	137.6	0.4759
35	Salida de agua de enfriamiento Torre	2.171	116.7	0.407
36	Ingreso de agua de enfriamiento condensador	7.919	120.9	0.4209
37	Salida de condensado del condensador	12.57	196.2	0.6629
38	Ingreso al tanque de calidad	18.92	217.1	0.7277
39	Ingreso al tanque de calidad otros	11.39	154.4	0.5302
40	Salida del tanque de calidad	510.2	292.4	0.9533
41	Ingreso de agua al desaireador	519.3	292.6	0.9532
42	Salida de agua del desaireador	2139	503.2	1.526
43	Ingreso de agua Turbo-bomba W-600	883	503.2	1.526
44	Salida de agua Turbo-bomba W-600	958.3	506.4	1.522
45	Hogar de la caldera			
46	Ingreso de bagazo al secador	38587		
47	ingreso de bagazo seco al gasificador	23654		
48	Salida de residuos del secador	683.8	2686	7.388
49	Salida de gas de síntesis	22546		
50	Ingreso a la turbina de gas	37217		
51	Ingreso de gases de combustión al HRSG	21400		
52	Ingreso de gases de combustión al secador	3579		
53	Salida de gases del secador	3042		
54	Ingreso de aire al compresor del gasificador	0.022	301.4	5.709
55	Ingreso de aire comprimido al gasificador	288.3	475.6	5.704
56	Ingreso de aire al compresor de la turbina	0.327	301.4	5.709
57	Ingreso de aire a la cámara de combustión	4372	475.6	5.704
58	Ingreso de agua al HRSG	333	506	1.523
59	Salida de vapor sobrecalentado del HRSG	7152	3234	6.773

Fuente: Elaboración propia.

Anexo 15 Balance de exergía de la planta de cogeneración optimizada.

Equipo	Exergía del Recurso (kW)	Exergía del Producto (kW)	Destrucción de Exergía (kW)	Eficiencia Exergética (%)
Bomba Warren N° 1	75.3	18.9	224.7	25.10
Bomba Warren N° 2	75.3	18.9	224.7	25.10
Bomba W-600	75.3	18.9	224.7	25.10
Bomba del condensado	6.4	2.8	8.2	43.52
Bomba de agua de refrigeración	5.7	1.1	24.1	19.26
Bomba del tanque de calidad	9.1	3.3	16.0	36.13
Turbina del machete 1	651.1	519.8	131.4	79.83
Turbina del molino 2 y 3	1015.0	662.3	352.5	65.25
Turbina del molino 4 y 5	920.0	634.8	285.3	69.00
Turbina del molino 6	692.8	434.9	258.0	62.77
Turbina de la bomba Warren N° 1	443.8	315.5	128.3	71.10
Turbina de la bomba W-600	443.8	315.5	128.3	71.10
Turbo-generador GE	3901.2	2998.9	902.3	76.87
Turbo-generador TGM	9839.0	8070.9	1768.0	82.03
Válvula reductora 600/18 psi	2269.7	0.0	0.0	0.00
Saturador	616.7	0.0	617.5	0.00
Condensador	677.7	0.0	677.7	0.00
Tanque de calidad	823.8	0.0	823.8	0.00
Pre-evaporador	1255.0	1130.8	1254.0	90.10
Desaireador Térmico	419.1	355.9	27.6	94.42
Destilería	1555.0	526.1	862.3	33.83
Otros	216.2	0.0	195.3	0.00
Combustión			58064.0	
Conversión de energía química en calor	128302.0	29791.7	16277.0	22.60
Transferencia de calor			22993.0	
Secador de bagazo	537.0	0.0	536.8	0.00
Compresor del gasificador	288.3	376.7	88.4	76.52
Gasificador de bagazo	23942.3	22546.5	1396	94.17
Compresor de la turbina de gas	4371.7	5716.8	1345.0	76.47
Camara de combustión	26918.0	17523.6	9393.0	65.10
Turbina de gas	15817.0	11410.4	4407.0	72.14
Generador recuperador de calor	17821.0	6818.3	11002.0	38.26

Fuente: Elaboración propia.

Anexo 16 Costos aproximados de inversión del proyecto.

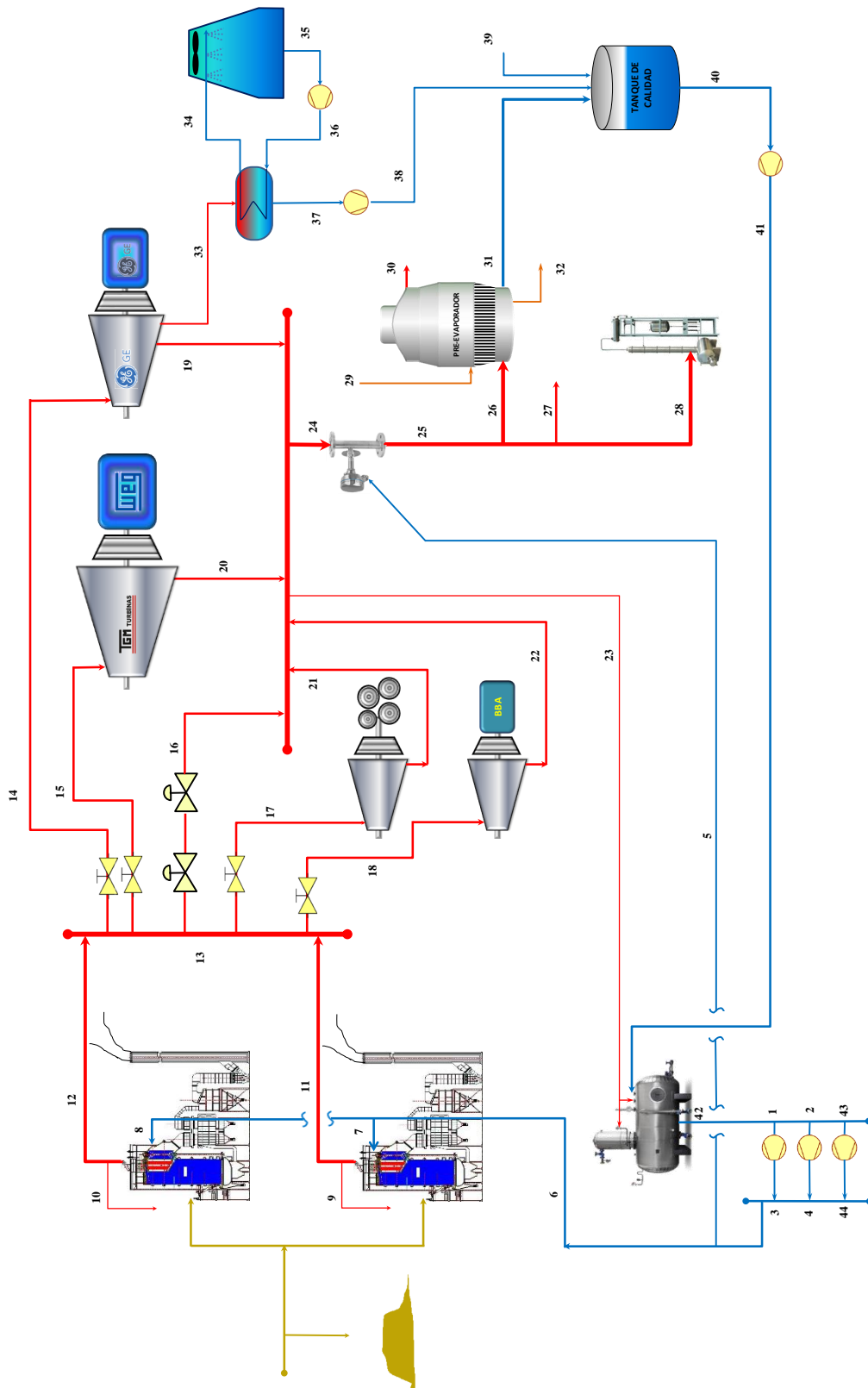
ÍTEM	PARTIDA	CTD	UND	P. U. US\$	PARCIAL US\$	SUB TOTAL US\$
1.00	Equipo de proceso					11,320,000.00
1.1	Gasificador de lecho fluidizado	3.00	UND	900,000.00	2,700,000.00	
1.2	Secador recuperador de calor	1.00	UND	1,500,000.00	1,500,000.00	
1.3	Compresor del gasificador	1.00	UND	320,000.00	320,000.00	
1.4	Turbina - compresor de gas	1.00	UND	2,800,000.00	2,800,000.00	
1.5	Caldera recuperadora de calor	1.00	UND	2,300,000.00	2,300,000.00	
1.6	Auxiliares Gasificador de lecho fluidizado	1.00	GLB	85,000.00	85,000.00	
1.7	Auxiliares Secador recuperador de calor	1.00	GLB	95,000.00	95,000.00	
1.8	Auxiliares Compresor del gasificador	1.00	GLB	100,000.00	100,000.00	
1.9	Auxiliares Turbina - compresor de gas	1.00	GLB	900,000.00	900,000.00	
2.10	Auxiliares Caldera recuperadora de calor	1.00	GLB	300,000.00	300,000.00	
2.11	Imprevistos (5%)	1.00		220,000.00	220,000.00	
2.00	Obras civiles					1,320,000.00
2.1	Obras civiles	1.00	SRV	1,200,000.00	1,200,000.00	
2.2	Imprevistos (10%)	1.00		120,000.00	120,000.00	
3.00	Servicios e instalaciones					1,320,000.00
3.1	Mano de obra	1.00	SRV	1,200,000.00	1,200,000.00	
3.2	Imprevistos (10%)	1.00		120,000.00	120,000.00	
TOTAL US\$						13,960,000.00

Fuente: Elaboración propia.

Anexo 17 Análisis económico de rentabilidad del proyecto.

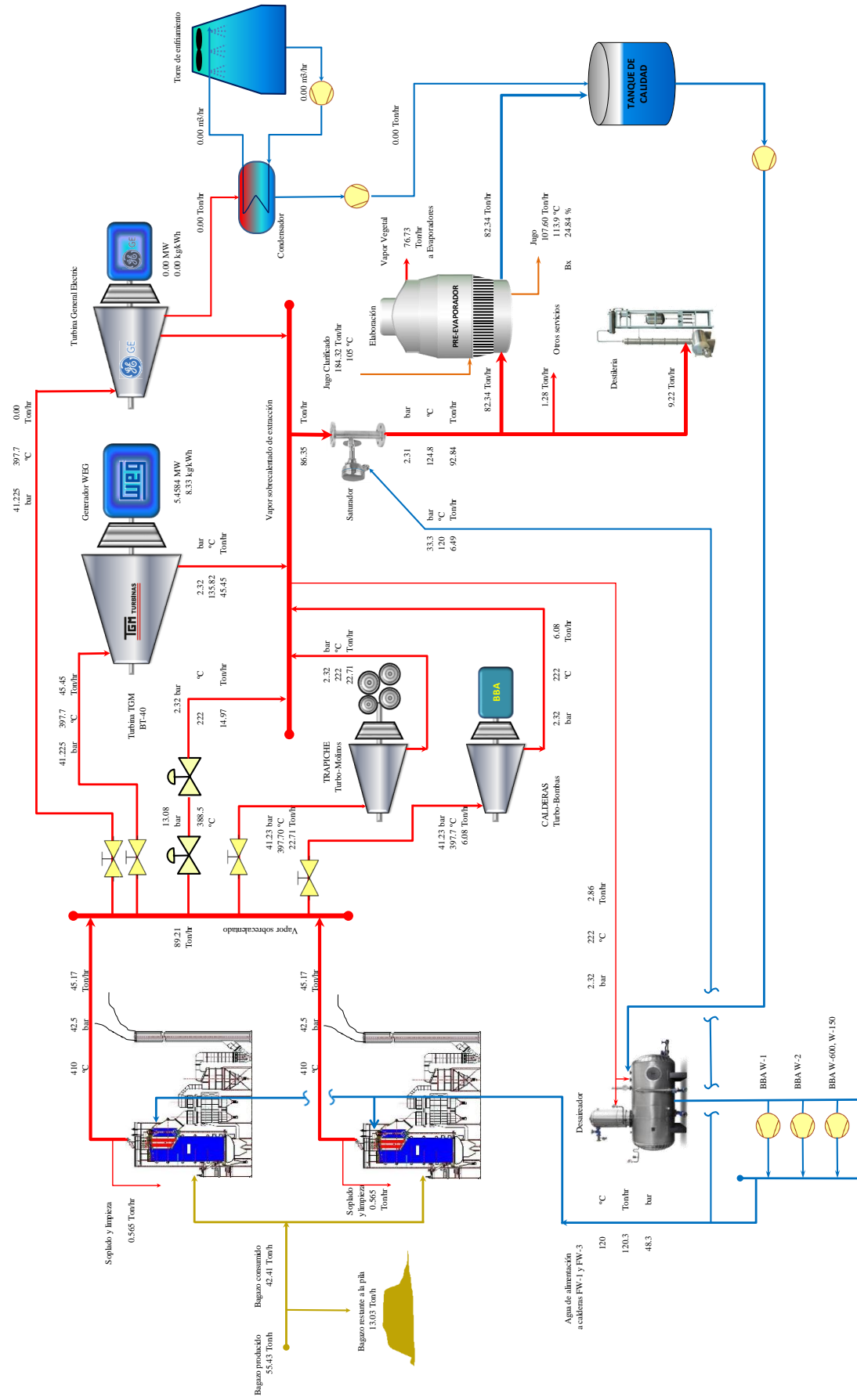
DATOS DE COSTOS, GENERACIÓN Y MATENIMIENTO											
Generación de potencia excedente (MW)		10.90									
Horas por día (h/Día)		24.00									
Días por año (Días/Año)		300.00									
Energía generada excedente (MW-h/Año)		78,480.00									
Precio básico de energía (US\$/MW-h)		40.91									
Precio básico de potencia (US\$/kW-Año)		85.89									
CONDICIONES DEL NUEVO PROYECTO											
Año	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Generación de excedentes de energía (MW-h/Año)		78,480.00	78,480.00	78,480.00	78,480.00	78,480.00	78,480.00	78,480.00	78,480.00	78,480.00	78,480.00
Costos de operación (US\$/Año)		550,000.00	550,000.00	550,000.00	550,000.00	550,000.00	550,000.00	550,000.00	550,000.00	550,000.00	550,000.00
Costos de mantenimiento (US\$/Año)		850,000.00	850,000.00	850,000.00	850,000.00	850,000.00	850,000.00	850,000.00	850,000.00	850,000.00	850,000.00
Ingresos por venta en energía (US\$/Año)		3,210,616.80	3,210,616.80	3,210,616.80	3,210,616.80	3,210,616.80	3,210,616.80	3,210,616.80	3,210,616.80	3,210,616.80	3,210,616.80
Ingresos por venta en potencia (US\$/Año)		936,201.00	936,201.00	936,201.00	936,201.00	936,201.00	936,201.00	936,201.00	936,201.00	936,201.00	936,201.00
Ingresos totales (US\$/Año)		4,146,817.80	4,146,817.80	4,146,817.80	4,146,817.80	4,146,817.80	4,146,817.80	4,146,817.80	4,146,817.80	4,146,817.80	4,146,817.80
Utilidad operativa (US\$/Año)		3,296,817.80	3,296,817.80	3,296,817.80	3,296,817.80	3,296,817.80	3,296,817.80	3,296,817.80	3,296,817.80	3,296,817.80	3,296,817.80
Ahorro marginal (US\$/Año)		2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80
Flujo de caja económico USD											
Inversión en equipos, obras, servicios e instalaciones		-13,960,000.00									
Inversión en capital de trabajo											
Venta del equipo reemplazado											
Inversión total (I)		-13,960,000.00									
Flujos operativos											
+ ΔMegawatt (precio y cantidad)		4,146,817.80	4,146,817.80	4,146,817.80	4,146,817.80	4,146,817.80	4,146,817.80	4,146,817.80	4,146,817.80	4,146,817.80	4,146,817.80
- ΔCosto operación y mantenimiento. (inc. deprec.)		-1,400,000.00	-1,400,000.00	-1,400,000.00	-1,400,000.00	-1,400,000.00	-1,400,000.00	-1,400,000.00	-1,400,000.00	-1,400,000.00	-1,400,000.00
ΔUtilidad bruta		2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80
- ΔGastos de Ventas, Administración, Marketing											
ΔUtilidad Operativa		2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80	2,746,817.80
- Part. de trabajadores %											
- Impuesto a la renta (17%)		-466,959.03	-466,959.03	-466,959.03	-466,959.03	-466,959.03	-466,959.03	-466,959.03	-466,959.03	-466,959.03	-466,959.03
ΔUtilidad operativa d. i.		2,279,858.77	2,279,858.77	2,279,858.77	2,279,858.77	2,279,858.77	2,279,858.77	2,279,858.77	2,279,858.77	2,279,858.77	2,279,858.77
+ ΔDepreciación		1,396,000.00	1,396,000.00	1,396,000.00	1,396,000.00	1,396,000.00	1,396,000.00	1,396,000.00	1,396,000.00	1,396,000.00	1,396,000.00
Flujo de caja operativo (II)		3,675,858.77	3,675,858.77	3,675,858.77	3,675,858.77	3,675,858.77	3,675,858.77	3,675,858.77	3,675,858.77	3,675,858.77	3,675,858.77
Total Otros (III)											
Flujo de caja total (I)+(II)+(III)		-13,960,000.00	3,675,858.77	3,675,858.77	3,675,858.77	3,675,858.77	3,675,858.77	3,675,858.77	3,675,858.77	3,675,858.77	3,675,858.77
Payback											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Flujos a valor presente	-13,960,000.00	3,282,016.76	2,930,372.11	2,616,403.67	2,336,074.70	2,085,780.99	1,862,304.45	1,662,771.83	1,484,617.71	1,325,551.52	1,183,528.15
Flujos a valor presente acumulado	-13,960,000.00	-10,677,983.24	-7,747,611.13	-5,131,207.46	-2,795,132.75	-709,351.77	1,152,952.68	2,815,724.52	4,300,342.22	5,625,893.75	6,809,421.89
Payback años		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	5.38	0.00	0.00	0.00	0.00
Resultados											
Tasa de interés		12%									
VAN USD		6,809,421.89									
TIR		23%									
PAYBACK (meses)		64.57									

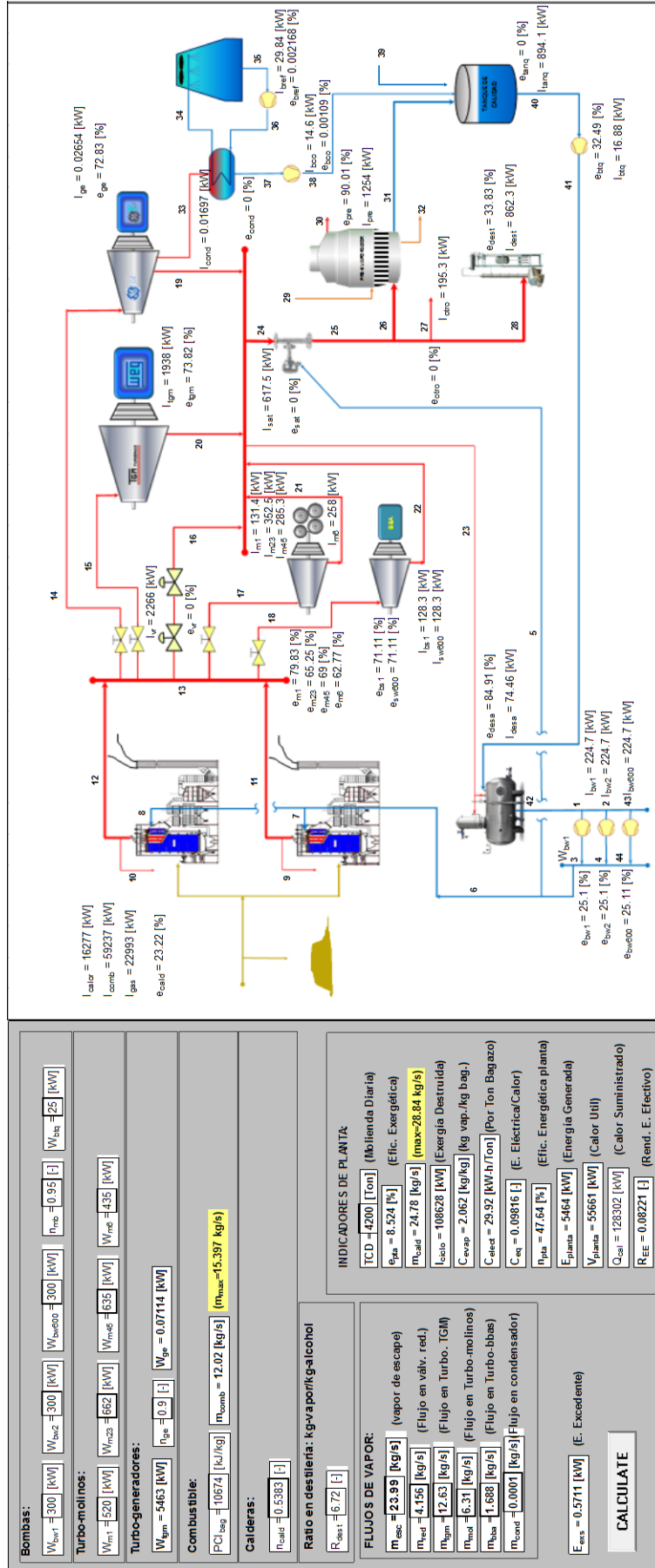
Fuente: Elaboración propia.



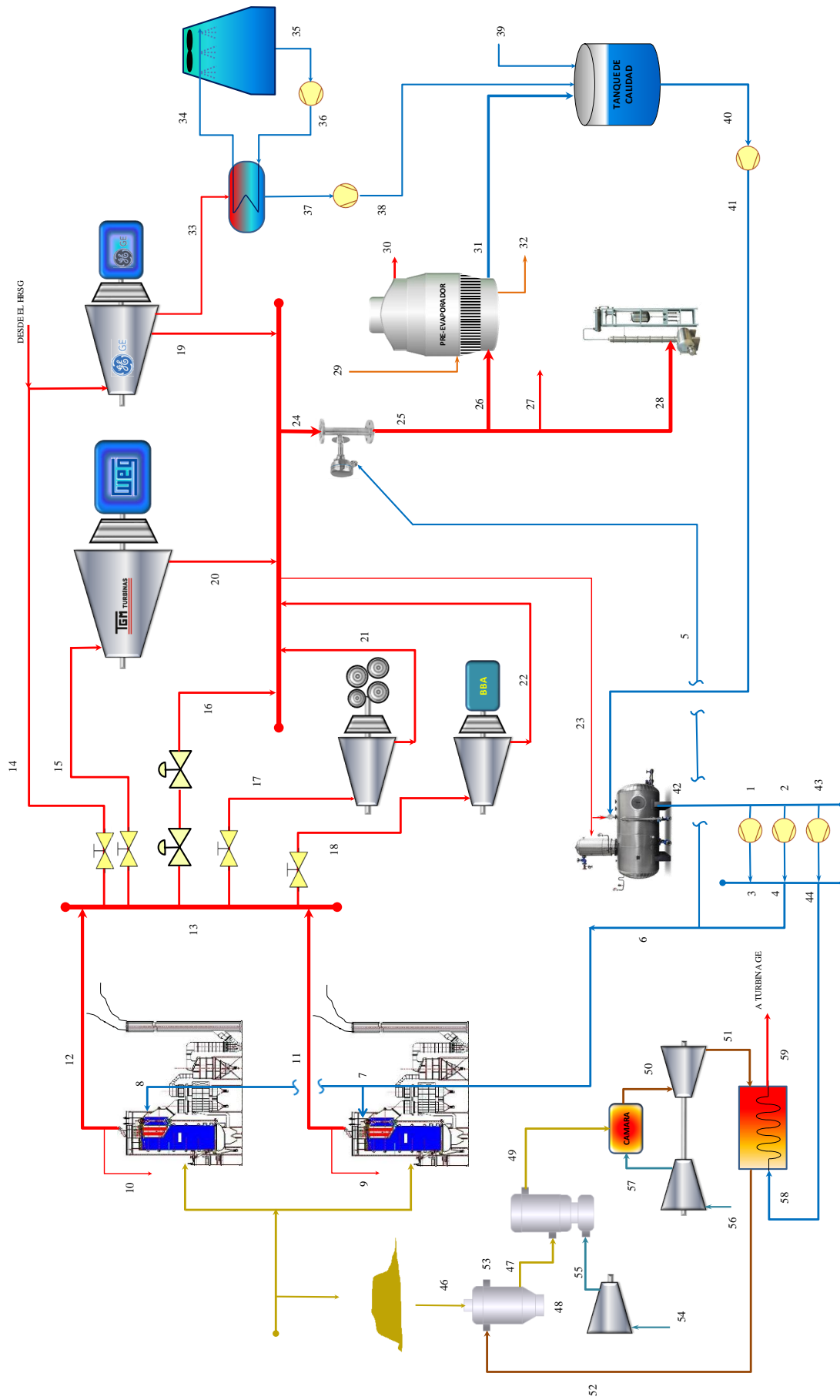
Anexo 18 Diagrama de flujo de la planta de cogeneración actual. Elaboración propia.

BALANCE DE ENERGÍA DEL INGENIO AZUCARERO AGROINDUSTRIAS SAN JACINTO SAA

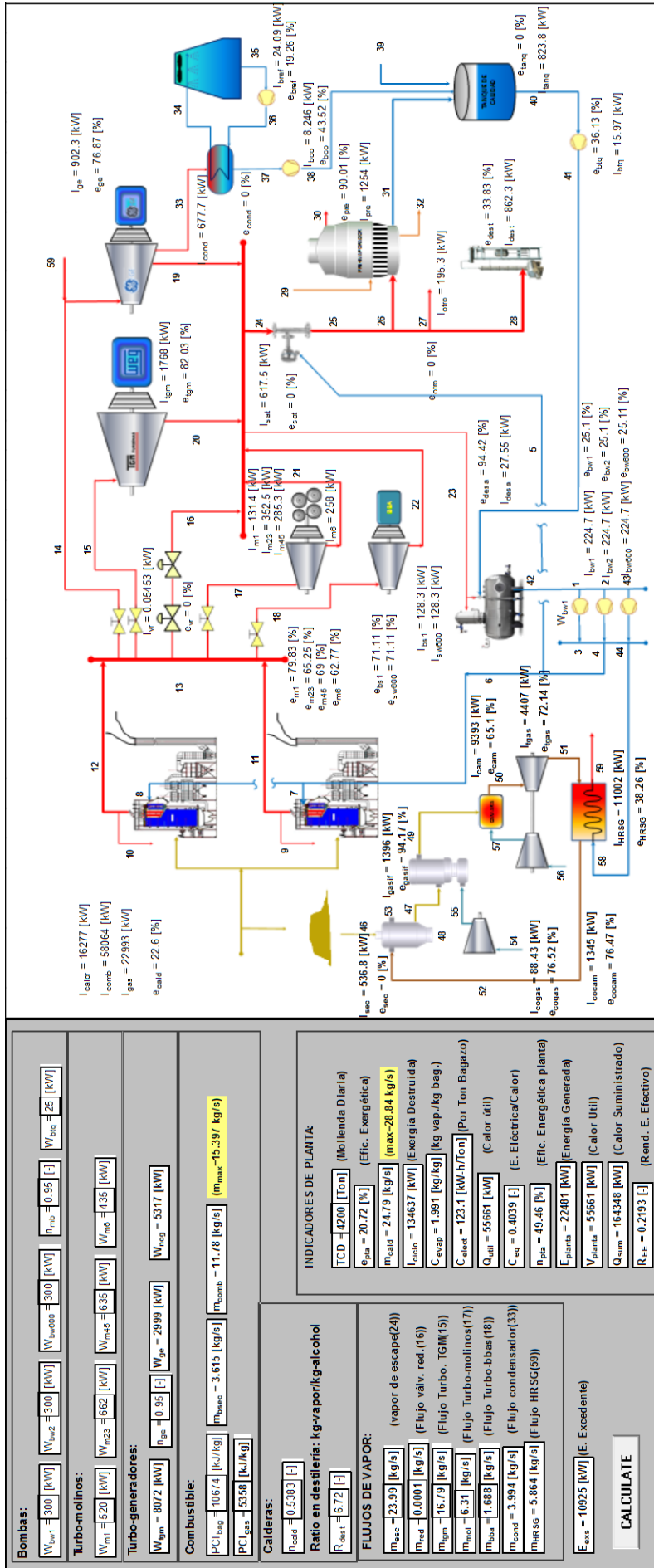




Anexo 20 Balance de exergía del sistema actual elaborado con software EES. Elaboración propia.



Anexo 21 Diagrama de implementación de la tecnología de gasificación y ciclo combinado. Elaboración propia.



Anexo 22 Diagrama de balance de exergía de la planta de cogeneración optimizada. Elaboración propia.

Anexo 23 Lenguaje de escritura para realizar el balance de exergía y energía en el software EES.

"INGRESO DE DATOS DE LOS DIFERENTES PUNTOS PARA REALIZAR EL ANALISIS EXERGÉTICO"

"0: Propiedades del estado muerto"

P[0]=1[bar]
 T[0]=298[K]
 h[0]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[0],P=P[0])
 s[0]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[0],P=P[0])

"1: Ingreso agua bomba Warren N° 1"

P[1]=2[bar]
 T[1]=393[K]
 h[1]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[1],P=P[1])
 s[1]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[1],P=P[1])
 m[1]=16.708[kg/s]
 E[1]=m[1]*(h[1]-h[0]-T[0]*(s[1]-s[0]))

"2: Ingreso agua bomba Warren N° 2"

P[2]=2[bar]
 T[2]=393[K]
 h[2]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[2],P=P[2])
 s[2]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[2],P=P[2])
 m[2]=16.708[kg/s]
 E[2]=m[2]*(h[2]-h[0]-T[0]*(s[2]-s[0]))

"3: Salida agua bomba Warren N° 1"

P[3]=48.3[bar]
 T[3]=393[K]
 h[3]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[3],P=P[3])
 s[3]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[3],P=P[3])
 m[3]=16.708[kg/s]
 E[3]=m[3]*(h[3]-h[0]-T[0]*(s[3]-s[0]))

"4: Salida agua bomba Warren N° 2"

P[4]=48.3[bar]
 T[4]=393[K]
 h[4]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[4],P=P[4])
 s[4]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[4],P=P[4])
 m[4]=16.708[kg/s]
 E[4]=m[4]*(h[4]-h[0]-T[0]*(s[4]-s[0]))

"5: Agua para saturación"

P[5]=33.3[bar]

$T[5]=393[K]$
 $h[5]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[5], P=P[5])$
 $s[5]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[5], P=P[5])$
 $m[5]=1.801[\text{kg/s}]$
 $E[5]=m[5]*(h[5]-h[0]-T[0]*(s[5]-s[0]))$

"6: Agua alimentación calderas"

$P[6]=48.3[\text{bar}]$
 $T[6]=393[K]$
 $h[6]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[6], P=P[6])$
 $s[6]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[6], P=P[6])$
 $m[6]=31.615[\text{kg/s}]$
 $E[6]=m[6]*(h[6]-h[0]-T[0]*(s[6]-s[0]))$

"7: Ingreso agua alimentacion caldera FW-1"

$P[7]=48.2[\text{bar}]$
 $T[7]=392.88[K]$
 $h[7]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[7], P=P[7])$
 $s[7]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[7], P=P[7])$
 $m[7]=15.808[\text{kg/s}]$
 $E[7]=m[7]*(h[7]-h[0]-T[0]*(s[7]-s[0]))$

"8: Ingreso agua alimentacion caldera FW-3"

$P[8]=48.2[\text{bar}]$
 $T[8]=392.88[K]$
 $h[8]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[8], P=P[8])$
 $s[8]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[8], P=P[8])$
 $m[8]=15.808[\text{kg/s}]$
 $E[8]=m[8]*(h[8]-h[0]-T[0]*(s[8]-s[0]))$

"9: Vapor para limpieza de caldera FW-1"

$P[9]=42.5[\text{bar}]$
 $T[9]=683[K]$
 $h[9]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[9], P=P[9])$
 $s[9]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[9], P=P[9])$
 $m[9]=0.157[\text{kg/s}]$
 $E[9]=m[9]*(h[9]-h[0]-T[0]*(s[9]-s[0]))$

"10: Vapor para limpieza de caldera FW-3"

$P[10]=42.5[\text{bar}]$
 $T[10]=683[K]$
 $h[10]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[10], P=P[10])$
 $s[10]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[10], P=P[10])$
 $m[10]=0.157[\text{kg/s}]$
 $E[10]=m[10]*(h[10]-h[0]-T[0]*(s[10]-s[0]))$

"11: Salida vapor sobrecalentado caldera FW-1"

$P[11]=42.5[\text{bar}]$
 $T[11]=683[\text{K}]$
 $h[11]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[11], P=P[11])$
 $s[11]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[11], P=P[11])$
 $m[11]=12.391[\text{kg/s}]$
 $E[11]=m[11]*(h[11]-h[0]-T[0]*(s[11]-s[0]))$

"12: Salida vapor sobrecalentado caldera FW-3"

$P[12]=42.5[\text{bar}]$
 $T[12]=683[\text{K}]$
 $h[12]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[12], P=P[12])$
 $s[12]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[12], P=P[12])$
 $m[12]=12.391[\text{kg/s}]$
 $E[12]=m[12]*(h[12]-h[0]-T[0]*(s[12]-s[0]))$

"13: Vapor sobrecalentado manifold principal"

$P[13]=42.5[\text{bar}]$
 $T[13]=683[\text{K}]$
 $h[13]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[13], P=P[13])$
 $s[13]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[13], P=P[13])$
 $m[13]=24.781[\text{kg/s}]$
 $E[13]=m[13]*(h[13]-h[0]-T[0]*(s[13]-s[0]))$

"14: Ingreso de vapor turbina GE"

$P[14]=41.23[\text{bar}]$
 $T[14]=670.7[\text{K}]$
 $h[14]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[14], P=P[14])$
 $s[14]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[14], P=P[14])$
 $m[14]=3157[\text{kW}]/(h[14]-h[33])$
 $E[14]=m[14]*(h[14]-h[0]-T[0]*(s[14]-s[0]))$

"15: Ingreso de vapor turbina TGM"

$P[15]=41.23[\text{bar}]$
 $T[15]=670.7[\text{K}]$
 $h[15]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[15], P=P[15])$
 $s[15]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[15], P=P[15])$
 $m[15]=m_{\text{tgm}}$
 $E[15]=m[15]*(h[15]-h[0]-T[0]*(s[15]-s[0]))$

"16: Salida válvula reductora 600/18 psi"

$P[16]=2.32[\text{bar}]$
 $T[16]=495[\text{K}]$
 $h[16]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[16], P=P[16])$
 $s[16]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[16], P=P[16])$
 $m[16]=m_{\text{red}}$
 $E[16]=m[16]*(h[16]-h[0]-T[0]*(s[16]-s[0]))$

"17: Ingreso de vapor para Turbo-molinos"

$P[17]=41.23[\text{bar}]$
 $T[17]=670.7[\text{K}]$
 $h[17]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[17], P=P[17])$
 $s[17]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[17], P=P[17])$
 $m[17]=6.31[\text{kg/s}]$
 $E[17]=m[17]*(h[17]-h[0]-T[0]*(s[17]-s[0]))$

"17,1: Ingreso de vapor a machete 1"

$P[17,1]=41.23[\text{bar}]$
 $T[17,1]=670.7[\text{K}]$
 $h[17,1]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[17,1], P=P[17,1])$
 $s[17,1]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[17,1], P=P[17,1])$
 $m[17,1]=1.238[\text{kg/s}]$
 $E[17,1]=m[17,1]*(h[17,1]-h[0]-T[0]*(s[17,1]-s[0]))$

"17,2: Ingreso de vapor a molino 2 y 3"

$P[17,2]=41.23[\text{bar}]$
 $T[17,2]=670.7[\text{K}]$
 $h[17,2]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[17,2], P=P[17,2])$
 $s[17,2]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[17,2], P=P[17,2])$
 $m[17,2]=1.928[\text{kg/s}]$
 $E[17,2]=m[17,2]*(h[17,2]-h[0]-T[0]*(s[17,2]-s[0]))$

"17,3: Ingreso de vapor a molino 4 y 5"

$P[17,3]=41.23[\text{bar}]$
 $T[17,3]=670.7[\text{K}]$
 $h[17,3]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[17,3], P=P[17,3])$
 $s[17,3]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[17,3], P=P[17,3])$
 $m[17,3]=1.749[\text{kg/s}]$
 $E[17,3]=m[17,3]*(h[17,3]-h[0]-T[0]*(s[17,3]-s[0]))$

"17,4: Ingreso de vapor a molino 6"

$P[17,4]=41.23[\text{bar}]$
 $T[17,4]=670.7[\text{K}]$
 $h[17,4]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[17,4], P=P[17,4])$
 $s[17,4]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[17,4], P=P[17,4])$
 $m[17,4]=1.317[\text{kg/s}]$
 $E[17,4]=m[17,4]*(h[17,4]-h[0]-T[0]*(s[17,4]-s[0]))$

"18: Ingreso de vapor para Turbo-bombas"

$P[18]=41.23[\text{bar}]$
 $T[18]=670.7[\text{K}]$
 $h[18]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[18], P=P[18])$
 $s[18]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[18], P=P[18])$
 $m[18]=1.688[\text{kg/s}]$
 $E[18]=m[18]*(h[18]-h[0]-T[0]*(s[18]-s[0]))$

"18,1: Ingreso de vapor Turbo-bomba Warren N° 1"

P[18,1]=41.23[bar]
 T[18,1]=670.7[K]
 h[18,1]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[18,1],P=P[18,1])
 s[18,1]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[18,1],P=P[18,1])
 m[18,1]=0.844[kg/s]
 E[18,1]=m[18,1]*(h[18,1]-h[0]-T[0]*(s[18,1]-s[0]))

"18.2: Ingreso de vapor Turbo-bomba W-600"

P[18,2]=41.23[bar]
 T[18,2]=670.7[K]
 h[18,2]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[18,2],P=P[18,2])
 s[18,2]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[18,2],P=P[18,2])
 m[18,2]=0.844[kg/s]
 E[18,2]=m[18,2]*(h[18,2]-h[0]-T[0]*(s[18,2]-s[0]))

"19: Salida de vapor turbina GE"

P[19]=2.32[bar]
 T[19]=463[K]
 h[19]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[19],P=P[19])
 s[19]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[19],P=P[19])
 m[19]=0.0001[kg/s]
 E[19]=m[19]*(h[19]-h[0]-T[0]*(s[19]-s[0]))

"20: Salida de vapor turbina TGM"

P[20]=2.32[bar]
 T[20]=408.82[K]
 h[20]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[20],P=P[20])
 s[20]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[20],P=P[20])
 m[20]=m_tgm
 E[20]=m[20]*(h[20]-h[0]-T[0]*(s[20]-s[0]))

"21: Salida de vapor para Turbo-molinos"

P[21]=2.32[bar]
 T[21]=495[K]
 h[21]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[21],P=P[21])
 s[21]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[21],P=P[21])
 m[21]=m_mol
 E[21]=m[21]*(h[21]-h[0]-T[0]*(s[21]-s[0]))

"21,1: Salida de vapor a machete 1"

P[21,1]=2.32[bar]
 T[21,1]=495[K]
 h[21,1]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[21,1],P=P[21,1])
 s[21,1]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[21,1],P=P[21,1])
 m[21,1]=1.238[kg/s]
 E[21,1]=m[21,1]*(h[21,1]-h[0]-T[0]*(s[21,1]-s[0]))

"21,2: Salida de vapor a molino 2 y 3"

P[21,2]=2.32[bar]
 T[21,2]=495[K]
 h[21,2]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[21,2],P=P[21,2])
 s[21,2]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[21,2],P=P[21,2])
 m[21,2]=1.928[kg/s]
 E[21,2]=m[21,2]*(h[21,2]-h[0]-T[0]*(s[21,2]-s[0]))

"21,3: Salida de vapor a molino 4 y 5"

P[21,3]=2.32[bar]
 T[21,3]=495[K]
 h[21,3]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[21,3],P=P[21,3])
 s[21,3]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[21,3],P=P[21,3])
 m[21,3]=1.749[kg/s]
 E[21,3]=m[21,3]*(h[21,3]-h[0]-T[0]*(s[21,3]-s[0]))

"21,4: Salida de vapor a molino 6"

P[21,4]=2.32[bar]
 T[21,4]=495[K]
 h[21,4]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[21,4],P=P[21,4])
 s[21,4]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[21,4],P=P[21,4])
 m[21,4]=1.317[kg/s]
 E[21,4]=m[21,4]*(h[21,4]-h[0]-T[0]*(s[21,4]-s[0]))

"22: Salida de vapor para Turbo-bombas"

P[22]=2.32[bar]
 T[22]=495[K]
 h[22]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[22],P=P[22])
 s[22]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[22],P=P[22])
 m[22]=m_bba
 E[22]=m[22]*(h[22]-h[0]-T[0]*(s[22]-s[0]))

"22,1: Salida de vapor Turbo-bomba Warren N° 1"

P[22,1]=2.32[bar]
 T[22,1]=495[K]
 h[22,1]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[22,1],P=P[22,1])
 s[22,1]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[22,1],P=P[22,1])
 m[22,1]=0.844[kg/s]
 E[22,1]=m[22,1]*(h[22,1]-h[0]-T[0]*(s[22,1]-s[0]))

"22,2: Salida de vapor Turbo-bomba W-600"

P[22,2]=2.32[bar]
 T[22,2]=495[K]
 h[22,2]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[22,2],P=P[22,2])
 s[22,2]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[22,2],P=P[22,2])
 m[22,2]=0.844[kg/s]

$$E[22,2]=m[22,2]*(h[22,2]-h[0]-T[0]*(s[22,2]-s[0]))$$

"23: Ingreso de vapor al Desaireador"

$$P[23]=2.32[\text{bar}]$$

$$T[23]=495[\text{K}]$$

$$h[23]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[23], P=P[23])$$

$$s[23]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[23], P=P[23])$$

$$m[23]=0.794[\text{kg/s}]$$

$$E[23]=m[23]*(h[23]-h[0]-T[0]*(s[23]-s[0]))$$

"24: Ingreso de vapor hacia el Saturador"

$$P[24]=2.32[\text{bar}]$$

$$T[24]=495[\text{K}]$$

$$h[24]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[24], P=P[24])$$

$$s[24]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[24], P=P[24])$$

$$m[24]=m_esc$$

$$E[24]=m[24]*(h[24]-h[0]-T[0]*(s[24]-s[0]))$$

"25: Salida de vapor del Saturador"

$$P[25]=2.31[\text{bar}]$$

$$T[25]=397.8[\text{K}]$$

$$x[25]=1$$

$$h[25]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, P=P[25], x=x[25])$$

$$s[25]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[25], x=x[25])$$

$$m[25]=25.789[\text{kg/s}]$$

$$E[25]=m[25]*(h[25]-h[0]-T[0]*(s[25]-s[0]))$$

"26: Ingreso de vapor al Pre-evaporador"

$$P[26]=2.31[\text{bar}]$$

$$T[26]=397.8[\text{K}]$$

$$x[26]=1$$

$$h[26]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, P=P[26], x=x[26])$$

$$s[26]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[26], x=x[26])$$

$$m[26]=22.873[\text{kg/s}]$$

$$E[26]=m[26]*(h[26]-h[0]-T[0]*(s[26]-s[0]))$$

"27: Ingreso de vapor Elaboración otros usos"

$$P[27]=2.31[\text{bar}]$$

$$T[27]=397.8[\text{K}]$$

$$x[27]=1$$

$$h[27]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, P=P[27], x=x[27])$$

$$s[27]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[27], x=x[27])$$

$$m[27]=0.356[\text{kg/s}]$$

$$E[27]=m[27]*(h[27]-h[0]-T[0]*(s[27]-s[0]))$$

"28: Ingreso de vapor a Destilería"

$$P[28]=2.31[\text{bar}]$$

$T[28]=397.8[\text{K}]$
 $x[28]=1$
 $h[28]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS},P=P[28],x=x[28])$
 $s[28]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS},T=T[28],x=x[28])$
 $m[28]=2.56[\text{kg/s}]$
 $E[28]=m[28]*(h[28]-h[0]-T[0]*(s[28]-s[0]))$

"29: Ingreso de jugo clarificado al Pre-evaporador"

$P[29]=2.07[\text{bar}]$
 $T[29]=378[\text{K}]$
 $h[29]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS},T=T[29],P=P[29])$
 $s[29]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS},T=T[29],P=P[29])$
 $m[29]=51.201[\text{kg/s}]$
 $E[29]=m[29]*(h[29]-h[0]-T[0]*(s[29]-s[0]))$

"30: Salida de vapor vegetal del Pre-evaporador"

$P[30]=1.63[\text{bar}]$
 $T[30]=386.9[\text{K}]$
 $x[30]=1$
 $h[30]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS},P=P[30],x=x[30])$
 $s[30]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS},T=T[30],x=x[30])$
 $m[30]=21.313[\text{kg/s}]$
 $E[30]=m[30]*(h[30]-h[0]-T[0]*(s[30]-s[0]))$

"31: Salida de condensado del Pre-evaporador"

$P[31]=2.31[\text{bar}]$
 $T[31]=397.8[\text{K}]$
 $x[31]=0$
 $h[31]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS},P=P[31],x=x[31])$
 $s[31]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS},T=T[31],x=x[31])$
 $m[31]=22.873[\text{kg/s}]$
 $E[31]=m[31]*(h[31]-h[0]-T[0]*(s[31]-s[0]))$

"32: Salida de jugo concentrado Pre-evaporador"

$P[32]=1.63[\text{bar}]$
 $T[32]=386.9[\text{K}]$
 $h[32]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS},T=T[32],P=P[32])$
 $s[32]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS},T=T[32],P=P[32])$
 $m[32]=29.888[\text{kg/s}]$
 $E[32]=m[32]*(h[32]-h[0]-T[0]*(s[32]-s[0]))$

"33: Ingreso al condensador"

$P[33]=0.11[\text{bar}]$
 $T[33]=331[\text{K}]$
 $x[33]=0.92$
 $h[33]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS},T=T[33],x=x[33])$
 $s[33]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS},T=T[33],x=x[33])$
 $m[33]=m_{\text{cond}}$

$m_{cond}=m[14]$
 $E[33]=m[33]*(h[33]-h[0]-T[0]*(s[33]-s[0]))$

"34: Salida de agua de enfriamiento condensador"

$P[34]=2.8[\text{bar}]$
 $T[34]=306[\text{K}]$
 $x[34]=0$
 $h[34]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[34], x=x[34])$
 $s[34]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[34], x=x[34])$
 $m[34]=m[36]$
 $E[34]=m[34]*(h[34]-h[0]-T[0]*(s[34]-s[0]))$

"35: Salida de agua de enfriamiento Torre"

$P[35]=0.85[\text{bar}]$
 $T[35]=301.8[\text{K}]$
 $x[35]=0$
 $h[35]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[35], x=x[35])$
 $s[35]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[35], x=x[35])$
 $m[35]=m[36]$
 $E[35]=m[35]*(h[35]-h[0]-T[0]*(s[35]-s[0]))$

"36: Ingreso de agua de enfriamiento condensador"

$P[36]=4.8[\text{bar}]$
 $T[36]=302[\text{K}]$
 $x[36]=0$
 $h[36]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[36], x=x[36])$
 $s[36]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[36], x=x[36])$
 $cp[34]=\text{Cp}(\text{Water}, T=T[34], P=P[34])$
 $m[36]=m[37]*(h[33]-h[37])/(cp[34]*(T[34]-T[36]))$
 $E[36]=m[36]*(h[36]-h[0]-T[0]*(s[36]-s[0]))$

"37: Salida de condensado del condensador"

$P[37]=0.11[\text{bar}]$
 $T[37]=320[\text{K}]$
 $x[37]=0$
 $h[37]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[37], x=x[37])$
 $s[37]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[37], x=x[37])$
 $m[37]=m[33]$
 $E[37]=m[37]*(h[37]-h[0]-T[0]*(s[37]-s[0]))$

"38: Ingreso al tanque de calidad"

$P[38]=2.1[\text{bar}]$
 $T[38]=325[\text{K}]$
 $x[38]=0$
 $h[38]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[38], x=x[38])$
 $s[38]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[38], x=x[38])$
 $m[38]=m[37]$
 $E[38]=m[38]*(h[38]-h[0]-T[0]*(s[38]-s[0]))$

"39: Ingreso al tanque de calidad otros"

P[39]=2.1[bar]
 T[39]=310[K]
 x[39]=0
 h[39]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[39],x=x[39])
 s[39]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[39],x=x[39])
 m[39]=12.809[kg/s]
 E[39]=m[39]*(h[39]-h[0]-T[0]*(s[39]-s[0]))

"40: Salida del tanque de calidad"

P[40]=0.86[bar]
 T[40]=343[K]
 x[40]=0
 h[40]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[40],x=x[40])
 s[40]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[40],x=x[40])
 m[40]=m[31]+m[38]+m[39]
 E[40]=m[40]*(h[40]-h[0]-T[0]*(s[40]-s[0]))

"41: Ingreso de agua al desaireador"

P[41]=2.6[bar]
 T[41]=343[K]
 x[41]=0
 h[41]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[41],P=P[41])
 s[41]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[41],P=P[41])
 m[41]=m[40]
 E[41]=m[41]*(h[41]-h[0]-T[0]*(s[41]-s[0]))

"42: Salida de agua del desaireador"

P[42]=1.3[bar]
 T[42]=393[K]
 x[42]=0
 h[42]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[42],x=x[42])
 s[42]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[42],x=x[42])
 m[42]=m[23]+m[41]
 E[42]=m[42]*(h[42]-h[0]-T[0]*(s[42]-s[0]))

"43: Ingreso de agua Turbo-bomba W-600"

P[43]=1.3[bar]
 T[43]=393[K]
 x[43]=0
 h[43]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[43],x=x[43])
 s[43]=Entropy(Steam_IAPWS,T=T[43],x=x[43])
 m[43]=16.708[kg/s]
 E[43]=m[43]*(h[43]-h[0]-T[0]*(s[43]-s[0]))

"44: Salida de agua Turbo-bomba W-600"

$P[44]=48.3[\text{bar}]$
 $T[44]=393[\text{K}]$
 $h[44]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[44], P=P[44])$
 $s[44]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[44], P=P[44])$
 $m[44]=16.708[\text{kg/s}]$
 $E[44]=m[44]*(h[44]-h[0]-T[0]*(s[44]-s[0]))$

"45: Temperatura del hogar en calderas"

$T[45]=1253[\text{K}]$

"46: Ingreso de bagazo humedo en el secador"

$m[46]=m_{\text{bsec}}$
 $m_{\text{bsec}}=15.397[\text{kg/s}]-m_{\text{comb}}$
 $E[46]=m_{\text{bsec}}*PCI_{\text{bag}}$

"47: Salida de bagazo seco del secador"

$m[47]=0.613*m[46]$
 $E[47]=m[47]*PCI_{\text{bag}}$

"48: Salida de agua del secador"

$T[48]=378[\text{K}]$
 $P[48]=1[\text{bar}]$
 $h[48]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[48], P=P[48])$
 $s[48]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[48], P=P[48])$
 $m[48]=m[46]-m[47]$
 $E[48]=m[48]*(h[48]-h[0]-T[0]*(s[48]-s[0]))$

"49: Salida de gas del gasificador"

$m[49]=1.164*m[46]$
 $E[49]=m[49]*PCI_{\text{gas}}$

"50: Salida de gases de combustión de la camara de combustión"

$m[50]=8.048*m[46]$
 $T[50]=1338[\text{K}]$
 $P[50]=5[\text{bar}]$
 $E[50]=1.23[\text{kJ/Kg-K}]*m[50]*(T[50]-T[0])$

"51: Salida de gases de combustión de la turbina de gas"

$m[51]=m[50]$
 $T[51]=896[\text{K}]$
 $P[51]=1[\text{bar}]$
 $E[51]=1.23[\text{kJ/Kg-K}]*m[51]*(T[51]-T[0])$

"52: Salida de gases de combustión del HRSG"

$m[52]=m[50]$

$T[52]=398[\text{K}]$
 $P[52]=1[\text{bar}]$
 $E[52]=1.23[\text{kJ/Kg-K}]*m[52]*(T[52]-T[0])$

"53: Salida de gases del secador de bagazo"

$m[53]=m[50]$
 $T[53]=383[\text{K}]$
 $P[53]=1[\text{bar}]$
 $E[53]=1.23[\text{kJ/Kg-K}]*m[53]*(T[53]-T[0])$

"54: Ingreso de aire al compresor del gasificador"

$T[54,1]=298[\text{K}]$
 $P[54,1]=1[\text{bar}]$
 $h[54,1]=\text{Enthalpy}(\text{Air}, T=T[54,1])$
 $s[54,1]=\text{Entropy}(\text{Air}, T=T[54,1], P=P[54,1])$
 $T[54]=301[\text{K}]$
 $P[54]=1[\text{bar}]$
 $h[54]=\text{Enthalpy}(\text{Air}, T=T[54])$
 $s[54]=\text{Entropy}(\text{Air}, T=T[54], P=P[54])$
 $m[54]=0.454*m[46]$
 $E[54]=m[54]*(h[54]-h[54,1]-T[54,1]*(s[54]-s[54,1]))$

"55: Salida de aire del compresor del gasificador"

$T[55]=473[\text{K}]$
 $P[55]=5[\text{bar}]$
 $h[55]=\text{Enthalpy}(\text{Air}, T=T[55])$
 $s[55]=\text{Entropy}(\text{Air}, T=T[55], P=P[55])$
 $m[55]=m[54]$
 $E[55]=m[55]*(h[55]-h[54,1]-T[54,1]*(s[55]-s[54,1]))$

"56: Ingreso de aire al compresor de combustión"

$T[56]=301[\text{K}]$
 $P[56]=1[\text{bar}]$
 $h[56]=\text{Enthalpy}(\text{Air}, T=T[56])$
 $s[56]=\text{Entropy}(\text{Air}, T=T[56], P=P[56])$
 $m[56]=6.885*m[46]$
 $E[56]=m[56]*(h[56]-h[54,1]-T[54,1]*(s[56]-s[54,1]))$

"57: Salida de aire del compresor de combustión"

$T[57]=473[\text{K}]$
 $P[57]=5[\text{bar}]$
 $h[57]=\text{Enthalpy}(\text{Air}, T=T[57])$
 $s[57]=\text{Entropy}(\text{Air}, T=T[57], P=P[57])$
 $m[57]=m[56]$
 $E[57]=m[57]*(h[57]-h[54,1]-T[54,1]*(s[57]-s[54,1]))$

"58: Ingreso de agua al Generador de vapor recuperador de calor"

$T[58]=393[\text{K}]$
 $P[58]=42.5[\text{bar}]$
 $h[58]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[58], P=P[58])$
 $s[58]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[58], P=P[58])$
 $m[58]=1.622*m[46]$
 $E[58]=m[58]*(h[58]-h[0]-T[0]*(s[58]-s[0]))$

"59: Salida de vapor del Generador de vapor recuperador de calor"

$T[59]=683[\text{K}]$
 $P[59]=42.5[\text{bar}]$
 $h[59]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[59], P=P[59])$
 $s[59]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[59], P=P[59])$
 $m[59]=m[58]$
 $E[59]=m[59]*(h[59]-h[0]-T[0]*(s[59]-s[0]))$

"BALANCE EXERGÉTICO Y CÁLCULO DE LA EXERGÍA DESTRUIDA EN LOS DIFERENTES EQUIPOS"

"Balance exergético en Turbo-bomba Warren N° 1"

"Bomba"

$$I_{bw1}=E[1]-E[3]+W_{bw1}$$

$$e_{bw1}=(E[3]-E[1])/(W_{bw1})*100[\%]$$

"Turbina"

$$I_{bs1}=E[18,1]-E[22,1]-(W_{bw1})/(n_{mb})$$

$$e_{bs1}=(W_{bw1})/(n_{mb})/(E[18,1]-E[22,1])*100[\%]$$

"Balance exergético en Electro-bomba Warren N° 2"

$$I_{bw2}=E[2]-E[4]+W_{bw2}$$

$$e_{bw2}=(E[4]-E[2])/(W_{bw2})*100[\%]$$

"Balance exergético en Valvula reductora 600/15 psi"

$$I_{vr}=(E[13]/m[13])*m[16]-E[16]$$

$$e_{vr}=0[\text{kW}]/(m[16]*(h[13]-h[16]))*100[\%]$$

"Balance exergético en Turbo-generador GE"

$$W_{ge}=(m[14]*(h[14]-h[19])+m[33]*(h[19]-h[33]))*n_{ge}$$

$$I_{ge}=E[14]-E[19]-E[33]-W_{ge}$$

$$e_{ge}=W_{ge}/(E[14]-E[19]-E[33])*100[\%]$$

"Balance exergético en Turbo-generador TGM"

$$I_{\text{tgm}}=E[15]-E[20]-W_{\text{tgm}}$$

$$e_{\text{tgm}}=W_{\text{tgm}}/(E[15]-E[20])*100[\%]$$

$$W_{\text{tgm}}=(m_{\text{tgm}}+m[59]-m[14])*(h[15]-h[20])*0.92$$

"Blance exergético en Turbo-molinos"

"Turbina de Machete N°1"

$$I_{\text{m1}}=E[17,1]-E[21,1]-W_{\text{m1}}$$

$$e_{\text{m1}}=W_{\text{m1}}/(E[17,1]-E[21,1])*100[\%]$$

"Turbina de Molino 2 y 3"

$$I_{\text{m23}}=E[17,2]-E[21,2]-W_{\text{m23}}$$

$$e_{\text{m23}}=W_{\text{m23}}/(E[17,2]-E[21,2])*100[\%]$$

"Turbina de Molino 4 y 5"

$$I_{\text{m45}}=E[17,3]-E[21,3]-W_{\text{m45}}$$

$$e_{\text{m45}}=W_{\text{m45}}/(E[17,3]-E[21,3])*100[\%]$$

"Turbina de Molino 6"

$$I_{\text{m6}}=E[17,4]-E[21,4]-W_{\text{m6}}$$

$$e_{\text{m6}}=W_{\text{m6}}/(E[17,4]-E[21,4])*100[\%]$$

"Balance exergético en Turbo-bomba W-600"

"Bomba"

$$I_{\text{bw600}}=E[43]-E[44]+W_{\text{bw600}}$$

$$e_{\text{bw600}}=(E[44]-E[43])/(W_{\text{bw600}})*100[\%]$$

"Turbina W-600"

$$I_{\text{sw600}}=E[18,2]-E[22,2]-(W_{\text{bw600}})/(n_{\text{mb}})$$

$$e_{\text{sw600}}=((W_{\text{bw600}})/(n_{\text{mb}}))/(E[18,2]-E[22,2])*100[\%]$$

"Balance exergético en el Saturador"

$$I_{\text{sat}}=E[24]+E[5]-E[25]$$

$$e_{\text{sat}}=0[\%]$$

"Balance exergético en el Pre-evaporador"

$$I_{\text{pre}}=E[26]-E[31]-(E[32]/m[32]-E[29]/m[29])*m[32]-(E[30]/m[30]-E[29]/m[29])*m[30]$$

$$e_{\text{pre}}=((E[32]/m[32]-E[29]/m[29])*m[32]+(E[30]/m[30]-E[29]/m[29])*m[30])/(E[26]-E[31])*100[\%]$$

$$Q_{\text{pre}}=m[26]*(h[26]-h[31])$$

"Balance exergético del vapor de otros usos en elaboración"

$$I_{\text{otro}}=E[27]-(E[31]/m[31])*m[27]$$

$$e_{\text{otro}}=0[\%]$$

"Balance exergético en Destilería"

$$x[28,1]=0$$

$$x[28,2]=1$$

$$x[28,3]=0$$

$$T[28,1]=308[\text{K}]$$

$$T[28,2]=353[\text{K}]$$

$$T[28,3]=353[\text{K}]$$

$$h[28,1]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[28,1], x=x[28,1])$$

$$s[28,1]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[28,1], x=x[28,1])$$

$$h[28,2]=\text{Enthalpy}(\text{Ethanol}, T=T[28,2], x=x[28,2])$$

$$s[28,2]=\text{Entropy}(\text{Ethanol}, T=T[28,2], x=x[28,2])$$

$$h[28,3]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[28,3], x=x[28,3])$$

$$s[28,3]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[28,3], x=x[28,3])$$

$$m[28,1]=(m[28]*(h[28]-h[31])-m[28,2]*(h[28,2]-h[28,3]))/(h[28,3]-h[28,1])$$

$$m[28,2]=m[28]/R_{\text{dest}}$$

$$m[28,3]=m[28,1]-m[28,2]$$

$$E[28,1]=m[28,1]*(h[28,1]-h[0]-T[0]*(s[28,1]-s[0]))$$

$$E[28,2]=m[28,2]*(h[28,2]-h[0]-T[0]*(s[28,2]-s[0]))$$

$$E[28,3]=m[28,3]*(h[28,3]-h[0]-T[0]*(s[28,3]-s[0]))$$

$$E[28,4]=m[28]*(h[31]-h[0]-T[0]*(s[31]-s[0]))$$

$$I_dest=E[28]-E[28,4]-m[28,3]*(E[28,3]/m[28,3]-E[28,1]/m[28,1])-m[28,2]*(E[28,2]/m[28,2]-E[28,1]/m[28,1])$$

$$e_dest=(m[28,3]*(E[28,3]/m[28,3]-E[28,1]/m[28,1])-m[28,2]*(E[28,2]/m[28,2]-E[28,1]/m[28,1]))/(E[28]-E[28,4])*100[\%]$$

$$Q_dest=m[28]*(h[28]-h[31])$$

"Balance exergético en el Condensador"

$$I_cond=E[33]-E[37]-(1-T[0]/305[K])*(m[33]*(h[33]-h[37]))$$

$$e_cond=0[\%]$$

"Balance exergético en bomba del condensador"

$$W_bco=14.6[\text{kW}]$$

$$I_bco=E[37]-E[38]+W_bco$$

$$e_bco=(E[38]-E[37])/W_bco*100[\%]$$

"Balance exergético en bomba de agua de refrigeración"

$$W_bref=29.84[\text{kW}]$$

$$I_bref=E[35]-E[36]+W_bref$$

$$e_bref=(E[36]-E[35])/W_bref*100[\%]$$

"Balance exergético en tanque de calidad"

$$I_tanq=E[31]-E[38]+E[39]-E[40]$$

$$e_tanq=0[\%]$$

"Balance exergético en bomba de tanque de calidad"

$$I_btq=E[40]-E[41]+W_btq$$

$$e_btq=(E[41]-E[40])/W_btq*100[\%]$$

"Balance exergético en el Desaireador Térmico"

$$T[41,2]=381[\text{K}]$$

$$x[41,2]=0$$

$$h[41,2]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[41,2], x=x[41,2])$$

$$s[41,2]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}, T=T[41,2], x=x[41,2])$$

$$E[41,2]=m[41]*(h[41,2]-h[0]-T[0]*(s[41,2]-s[0]))$$

$$I_desa=m[23]*(E[23]/m[23]-E[42]/m[42])-m[41]*(E[42]/m[42]-E[41,2]/m[41])$$

$$e_desa=(m[41]*(E[42]/m[42]-E[41,2]/m[41]))/(m[23]*(E[23]/m[23]-E[42]/m[42]))*100[\%]$$

"Balance exergético en las Calderas"

$$Q_cal=m_comb*PCI_bag$$

$$I_comb=Q_cal*(1-n_cald)$$

$$I_calor=(m[12]+m[10]+m[9]+m[11])*(h[11]-h[6])*(T[0]/T[45])$$

$$I_gas=T[0]*(m[12]+m[10]+m[9]+m[11])*(s[11]-s[6]-(h[11]-h[6])/T[45])$$

$$e_cald=(Q_cal-I_comb-I_calor-I_gas)/Q_cal*100[\%]$$

$$m_cald=m[11]+m[12]+m_tgm-16.786[\text{kg/s}]+m_red$$

$$m_comb=m_cald/(m[11]+m[12])*11.78[\text{kg/s}]$$

"Balance exergético en el secador"

$$I_sec=m[52]*(E[52]/m[52]-E[53]/m[53])-m[47]*(E[47]/m[47]-E[46]/m[46])$$

$$e_sec=(m[47]*(E[47]/m[47]-E[46]/m[46]))/(m[52]*(E[52]/m[52]-E[53]/m[53]))*100[\%]$$

"Balance exergético en el compresor del gasificador"

$$W_cogas=104.2[\text{kW/kg}]*1[\text{s}]*m[46]$$

$$I_cogas=E[54]-E[55]+W_cogas$$

$$e_cogas=(E[55]-E[54])/W_cogas*100[\%]$$

"Balance exergético en el gasificador"

$$I_gasif=E[47]+E[55]-E[49]$$

$$e_gasif=E[49]/(E[47]+E[55])*100[\%]$$

"Balance exergético en el compresor de la cámara de combustión"

$$W_cocam=1581.32[\text{kW/kg}]*1[\text{s}]*m[46]$$

$$I_cocam=E[56]-E[57]+W_cocam$$

$$e_cocam=(E[57]-E[56])/W_cocam*100[\%]$$

"Balance exergético en la cámara de combustión"

$$Q_{cam}=m[49]*PCI_{gas}$$

$$I_{cam}=E[49]+E[57]-(1-T[0]/(1338[K]))*Q_{cam}$$

$$e_{cam}=(1-T[0]/(1338[K]))*Q_{cam}/(E[49]+E[57])*100[\%]$$

"Balance exergético en la turbina de gas"

$$W_{tgas}=3156.33[kW/kg]*1[s]*m[46]$$

$$I_{tgas}=E[50]-E[51]-W_{tgas}$$

$$e_{tgas}=W_{tgas}/(E[50]-E[51])*100[\%]$$

"Balance exergético en el HRSG"

$$I_{HRSG}=m[51]*(E[51]/m[51]-E[52]/m[52])-m[59]*(E[59]/m[59]-E[58]/m[58])$$

$$e_{HRSG}=m[59]*(E[59]/m[59]-E[58]/m[58])/(m[51]*(E[51]/m[51]-E[52]/m[52]))*100[\%]$$

$$m_{HRSG}=m[59]$$

"Cálculo de Indicadores del ciclo completo"

$$I_{ciclo}=I_{bco}+I_{bref}+I_{bs1}+I_{btq}+I_{bw1}+I_{bw2}+I_{bw600}+I_{calor}+I_{comb}+I_{cond}+I_{desa}+I_{dest}+I_{gas}+I_{ge}+I_{m1}+I_{m23}+I_{m45}+I_{m6}+I_{otro}+I_{pre}+I_{sat}+I_{sw600}+I_{tanq}+I_{tgm}+I_{vr}+I_{sec}+I_{gasif}+I_{cogas}+I_{cocam}+I_{cam}+I_{tgas}+I_{HRSG}$$

$$Q_{sum}=Q_{cal}+m[46]*PCI_{bag}$$

$$W_{ciclo}=W_{bco}+W_{bref}+W_{btq}+W_{bw1}+W_{bw2}+W_{bw600}+W_{ge}+W_{m1}+W_{m23}+W_{m45}+W_{m6}+W_{tgm}+W_{cogas}+W_{cocam}+W_{tgas}$$

$$V_{planta}=(Q_{dest}+Q_{pre})$$

$$W_{ncg}=W_{tgas}-W_{cocam}-W_{cogas}$$

$$E_{planta}=W_{ge}+W_{tgm}+W_{tgas}$$

$$Q_{util}=Q_{dest}+Q_{pre}$$

$$e_{pta}=(W_{ciclo}+W_{m1}+W_{m23}+W_{m45}+W_{m6})/Q_{sum}*100[\%]$$

$$C_{evap}=(m_{cald}+m_{HRSG})/(m_{comb}+m_{bsec})$$

$$C_{elect}=(W_{ge}+W_{tgm}+W_{tgas})/TCD*23[h]$$

$$C_{eq}=(W_{ge}+W_{tgm}+W_{tgas})/(Q_{dest}+Q_{pre})$$

$$n_{pta}=(W_{ge}+W_{tgm}+W_{tgas}+W_{bw1}+W_{bw2}+W_{bw600}+W_{m1}+W_{m23}+W_{m45}+W_{m6}+Q_{dest}+Q_{pre})/Q_{sum}*100[\%]$$

$$R_{EE}=E_{planta}/(Q_{sum}-V_{planta}/0.9)$$

$$E_{\text{exs}}=W_{\text{tgm}}+W_{\text{ge}}+W_{\text{ncg}}-5463[\text{kW}]$$