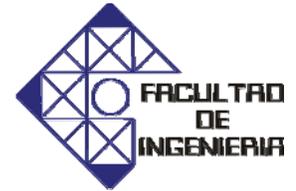




UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



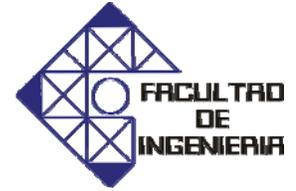
Análisis exergético del sistema de vapor en un central azucarero

José Coronado.
Víctor Meléndez.

Naguanagua, noviembre de 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



Análisis exergético del sistema de vapor en un central azucarero

Trabajo especial de grado presentado ante la Ilustre Universidad de Carabobo para optar al título de Ingeniero Mecánico

Tutor académico:
Prof. Aquiles Vera. *Ing.*

Autores:
José Coronado.
Víctor Meléndez.

Naguanagua, noviembre de 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



Análisis exergético del sistema de vapor en un central azucarero

Trabajo especial de grado presentado ante la Ilustre Universidad de Carabobo para optar al título de Ingeniero Mecánico

José Coronado.

Víctor Meléndez.

Naguanagua, noviembre de 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Quienes suscriben, Miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica para examinar la Tesis de Pregrado titulada ***“Análisis exergetico del sistema de vapor en un central azucarero”***, presentada por los bachilleres: **José Luis Coronado** y **Víctor Manuel Meléndez**, portadores de las Cédulas de Identidad N°: **18.241.071** y **18.240.082**, respectivamente; hacemos constar que hemos revisado y aprobado el mencionado trabajo.

Prof. Aquiles Vera, *Ing.*
Presidente del jurado

Prof. José Velásquez, *Ing. MSc.*
Miembro del jurado

Prof. Gruber Caraballo, *Ing. MSc.*
Miembro del jurado

En Naguanagua a los 02 días del mes de noviembre de 2009

Dedicatoria

A Dios Todopoderoso y Eterno, a nuestra Madre Auxiliadora, Santa Clara, a nuestros padres, hermanos y seres queridos.

Agradecimientos

Queremos expresar, sin tomar en consideración un orden específico, nuestro más sincero agradecimiento a nuestro tutor, el Profesor Aquiles Vera, por sus consejos, guía y sugerencias oportunas durante el desarrollo de este trabajo de investigación. De igual manera agradezco a los Profesores David Ojeda, Nilo Espinoza, José Velásquez y Gruber Caraballo, quienes en todo momento, durante el desarrollo de la investigación, estuvieron atentos y prestaron toda colaboración, orientación, guía y dirección académica para la realización de *“Análisis exergético del sistema de vapor en un central azucarero”*.

Además agradecemos a la Industria Azucarera “Santa Clara”, por permitirnos realizar este trabajo especial de grado dentro de sus instalaciones, a todo el personal técnico y administrativo, por su cordial atención y prestarnos su apoyo en todo momento, en especial al Ing. David García, al Ing. José Miguel Mendoza, a la “Sra. Emma”, a la “Sra. Adela” y todas aquellas personas que de alguna u otra manera colaboraron con nosotros durante el desarrollo del estudio.

Finalmente, agradecemos eternamente a nuestros familiares, por su apoyo incondicional, en especial a nuestros padres, que han hecho de nosotros personas capaces de realizar trabajos de esta envergadura y alcanzar nuestros ideales.

Resumen

En este trabajo se presenta la aplicación del análisis exergético al sistema de vapor de un central azucarero, con el objetivo de evaluar su desempeño, y determinar cuáles son los puntos críticos sobre los cuales se pueden tomar acciones para mejorar la eficiencia del sistema, y lograr un ahorro de energía que conlleve a un menor consumo de combustible, sin decremento de la producción.

El estudio exergético que se desarrolla en este trabajo corresponde a un análisis de primer nivel dentro de un programa de ahorro de energía, en el cual se realizan balances energéticos y exergéticos de tipo global, es decir, tomando la planta como un todo, con lo cual se consigue detectar las primeras oportunidades para el aprovechamiento de la energía.

Las propuestas para el ahorro energético son presentadas dentro de un programa de implementación estructurado en etapas sucesivas, así que las estrategias que se tomen se clasifican en aquellas que pueden ser aplicadas a muy corto plazo, corto plazo, mediano plazo, largo plazo y muy largo plazo.

Con el planteamiento de las propuestas y su evaluación desde el punto de vista de ahorro de energía, se logró obtener un mejor entendimiento del concepto de exergía, y establecer claras diferencias entre la eficiencia energética y la exergética.

Índice General

Índice General	i
Índice de Figuras	v
Índice de Tablas	vii
Nomenclatura	ix
Introducción	1
CAPÍTULO 1 Planteamiento del Problema	3
1.1 Situación problemática, 3	
1.2 Objetivos, 6	
1.2.1 <i>Objetivo General</i> , 6	
1.2.2 <i>Objetivos Específicos</i> , 6	
1.3 Justificación, 6	
1.4 Alcance, 7	
1.5 Limitaciones, 7	
1.6 Antecedentes, 8	

CAPÍTULO 2 **Marco Teórico** **13**

- 2.1 Primer principio de la termodinámica, 13
 - 2.1.1 *Principio de conservación de la masa*, 15
 - 2.1.2 *Primer principio de la termodinámica para sistemas abiertos y flujo estable*, 16
 - 2.1.3 *Eficiencia termodinámica, eficiencia de la primera ley*, 18

- 2.2 Exergía, segundo principio de la termodinámica, 19
 - 2.2.1 *Balance de exergía en volúmenes de control, flujo estable*, 21
 - 2.2.2 *Eficiencia exergética*, 22

- 2.3 Combustión, 22
 - 2.3.1 *Ecuación general de combustión*, 23
 - 2.3.2 *Factor de aire (λ)*, 24
 - 2.3.3 *Relación aire combustible, base molar*, 24
 - 2.3.4 *Relación aire combustible, base masa*, 24
 - 2.3.5 *Punto de rocío de los humos*, 24
 - 2.3.6 *Poder Calorífico*, 25
 - 2.3.7 *Entalpía de formación para el bagazo de caña*, 25

- 2.4 Convección natural , 26
 - 2.4.1 *Ecuaciones simplificadas para la transferencia de calor por convección natural al aire desde cilindros horizontales*, 28
 - 2.4.2 *Ecuaciones simplificadas para la transferencia de calor por convección natural al aire desde cilindros verticales y planos verticales*, 28

- 2.5 Generación de vapor, 29
 - 2.5.1 *Generalidades*, 29
 - 2.5.2 *Calderas acuatubulares*, 30
 - 2.5.3 *Agua, aire, combustible*, 30

CAPÍTULO 3 **Marco Metodológico** **33**

- 3.1 Nivel de la investigación, 33

- 3.2 Diseño de la investigación, 34
- 3.3 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, 35

CAPÍTULO 4	Desarrollo de la Investigación	37
4.1	Situación actual del sistema, 38	
4.1.1	<i>Cálculo del calor de combustión en las calderas mixtas (calderas N° 1, N° 2 y N° 3), 39</i>	
4.1.2	<i>Cálculo del calor de combustión en la caldera que funciona sólo con gas-oil (caldera N° 4), 44</i>	
4.1.3	<i>Flujo de vapor generado en las calderas, 47</i>	
4.1.4	<i>Equipos que consumen vapor en la planta, 47</i>	
4.1.5	<i>Demanda de vapor en la sección de alta presión, 49</i>	
4.1.6	<i>Demanda de vapor en la sección de baja presión, 62</i>	
4.1.7	<i>Demanda de vapor en el secador de azúcar, 72</i>	
4.2	Eficiencia energética del sistema, 74	
4.3	Análisis exergético del sistema, 75	
4.3.1	<i>Exergías específicas, 77</i>	
4.3.2	<i>Balance de exergía, 83</i>	
4.3.3	<i>Eficiencia exergética, 98</i>	
4.4	Puntos críticos, 98	
4.5	Propuestas para el aprovechamiento energético, 100	
4.5.1	<i>Inmediatas. Acciones de concientización sobre la actitud de los trabajadores, 100</i>	
4.5.2	<i>A corto plazo. Acción sobre el mantenimiento, 101</i>	
4.5.3	<i>A mediano plazo. Acción sobre los circuitos del proceso, 115</i>	
4.5.4	<i>A largo plazo. Acción sobre los principios de los procesos, 122</i>	
4.5.5	<i>Muy largo plazo. Acción sobre el objetivo técnico social del proceso, 130</i>	
4.6	<i>Análisis de resultados, 130</i>	
Conclusiones y Recomendaciones		135
	Conclusiones, 135	
	Recomendaciones, 137	
Referencias Bibliográficas		139

Índice de Figuras

1.1 Esquema del sistema de vapor del central azucarero	5
2.1 Sistema de flujo en régimen estable	16
2.2 Formas de exergía	20
2.3 Flujos de exergía asociados a un volumen de control	22
2.4 Movimientos típicos de un fluido en convección natural	27
2.5 Quemador típico	31
4.1 Diagrama para el cálculo de P1 de la bomba de alimentación de agua a las calderas	56
4.2 Carta de eficiencias para bombas según la velocidad específica	58
4.3 Diagrama de un calentador de jugo encalado	64
4.4 Diagrama de un calentador de meladura	68
4.5 Diagrama de un calentador de licor	70
4.6 Diagrama del intercambiador de calor de flujo cruzado que está a la entrada del secador	72
4.7 Balance de exergía del sistema de vapor	76
4.8 Eficiencias energéticas	132
4.9 Eficiencias exergéticas	133
4.10 Consumos de combustible	133
4.11 Pérdidas de exergía por irreversibilidades	134

Índice de Tablas

4.1 Entalpías de productos y reactantes en las calderas mixtas	41
4.2 Entalpías de productos y reactantes en la caldera a gas-oil	45
4.3 Producción de vapor en las calderas	47
4.4 Condiciones termodinámicas del vapor en la entrada y salida isentrópica de las turbinas (sección alta presión)	49
4.5 Eficiencias en turbinas de contrapresión	49
4.6 Condiciones termodinámicas del vapor en la entrada y salida de los dispositivos en la sección de baja presión	62
4.7 Propiedades termodinámicas del vapor en la entrada y salida del intercambiador de calor del secador	73
4.8 Propiedades termodinámicas iniciales y finales del aire durante el proceso de calentamiento simple	73
4.9 Propiedades termodinámicas del agua de alimentación a las calderas	77
4.10 Calores específicos a 507 K y fracciones másicas de humos de combustión en calderas mixtas	80
4.11 Calores específicos a 533 K y fracciones másicas de humos de combustión en la caldera compacta	80
4.12 Entalpía y entropía del vapor condensado por pérdidas de calor en tuberías	82
4.13 Exergía específica del vapor condensado por pérdidas de calor en tuberías	82
4.14 Exergía del combustible	84
4.15 Flujo de aire de entrada en las calderas mixtas	85
4.16 Exergía del aire de entrada en las calderas mixtas	86
4.17 Exergía Útil	87
4.18 Exergía de los humos de combustión	88

4.19 Pérdidas de calor en las tuberías horizontales a la salida de la caldera N°4	91
4.20 Pérdidas de calor en las tuberías horizontales del sistema de vapor	92
4.21 Coeficientes de convección de las tuberías verticales a la salida de la caldera N° 4	93
4.22 Pérdidas de calor en las tuberías verticales a la salida de la caldera N° 4	94
4.23 Pérdidas de calor en las tuberías verticales del sistema de vapor	94
4.24 Pérdidas de calor por sección y pérdidas totales	95
4.25 Flujo de condensado producido por pérdidas de calor en la red de tuberías	95
4.26 Eficiencias actuales de calderas mixtas	102
4.27 Flujos de exergía entrantes al sistema de la propuesta N° 1	104
4.28 Flujos de exergía útiles de la propuesta N° 1	105
4.29 Flujos de exergía recuperables de la propuesta N° 1	105
4.30 Entalpías de productos y reactantes para bagazo al 50% de humedad como único combustible	107
4.31 Flujos de exergía entrantes al sistema de la Propuesta N° 2	110
4.32 Flujos de exergía recuperables de la propuesta N° 2	111
4.33 Flujos de exergía entrantes al sistema de la propuesta N° 3	114
4.34 Flujos de exergía recuperables de la propuesta N° 3	114
4.35 Flujos de exergía útiles de la propuesta N° 4	120
4.36 Flujos de exergía entrantes al sistema de la propuesta N° 5	121
4.37 Flujos de exergía útiles de la propuesta N° 5	121
4.38 Flujos de exergía recuperable de la propuesta N° 5	122
4.39 Entalpías de productos y reactantes para bagazo al 30% de humedad como único combustible	125
4.40 Flujo de combustible, aire y humos de combustión para la propuesta N° 6	127
4.41 Flujos de exergía entrantes al sistema de la propuesta N° 6	128
4.42 Flujos de exergía útiles de la propuesta N° 6	128
4.43 Flujos de exergía recuperables de la propuesta N° 6	129

Nomenclatura

A = Área transversal (m^2).

A_p = Área del pistón (plg^2).

A_{sup} = Área superficial (m^2).

$(A/C)_{masa}$ = Relación aire combustible en base masa.

$(A/C)_{molar}$ = Relación aire combustible en base molar.

Bx = Concentración de una solución azucarada.

c = Cantidad de caña procesada por hora (Ton/h).

C_p = Calor específico a presión constante ($kJ/kg \cdot K$).

$\cos \emptyset$ = Factor de potencia.

D = Diámetro promedio de los cilindros (m).

D_o = Diámetro externo de la tubería (m).

e = Porcentaje de aire en exceso.

ex = Exergía térmica específica del fluido (kJ/kg).

ex_{GINR} = Exergía térmica específica de la mezcla de gases ideales no reactivos (kJ/kg).

E_e = Energía total que entra al sistema (kJ).

E_s = Energía total que sale del sistema (kJ).

\dot{E} = Flujo de vapor vegetal producido en el pre-evaporador (kg/s).

$\dot{E}x_e$ = Flujo exergético entrante al sistema (kJ/s).

$\dot{E}x_p$ = Flujo exergético perdido (kJ/s).

$\dot{E}x_r$ = Flujo de exergía recuperable (kJ/s).

$\dot{E}x_s$ = Flujo exergético que sale del volumen de control (kJ/s).

$\dot{E}x_u$ = Flujo exergético útil (kJ/s).

f = Fibra en la caña con relación a la unidad (%).

f_{m_i} = Fracción másica del componente i en la mezcla de gases.

g = Aceleración de gravedad (m/s^2).

GE = Flujo de guarapo encalado (lbm/h).

GM = Flujo de guarapo mezclado (lbm/h).

Gr = Número de Grashof.

h = Entalpía específica (kJ/kg).

h_e = Entalpía específica a la entrada (kJ/kg).

h_{conv} = Coeficiente de convección ($W/m^2 \cdot K$).

$\dot{h}_{f_{CO_2}}$ = Entalpía de formación del dióxido de carbono (kJ/kg).

$\dot{h}_{f_{H_2O}}$ = Entalpía de formación del agua (kJ/kg).

$\dot{h}_{f_{SO_2}}$ = Entalpía de formación del dióxido de azufre (SO₂), evaluada a temperatura estándar (-296.800 kJ/kg).

h_g = Entalpía específica del vapor saturado (kJ/kg).

h_{s-s} = Entalpía específica isentrópica a la salida (kJ/kg).

h_0 = Entalpía específica del estado de referencia (kJ/kg).

H = Altura de bombeo (m.c.a).

H_{etapa} = Altura de bombeo por etapa (m).

H_p = Entalpía de los productos de la combustión (kJ/kmol).

H_R = Entalpía de los reactantes de la combustión (kJ/kmol).

I = Corriente del motor (A).

I_{rr} = Flujo exergético perdido debido a irreversibilidades o exergía destruida (kJ/s).

k = Conductividad térmica del fluido (W/mK).

k_c = Proporción de cañas picadas con relación a la unidad.

L = Longitud de la superficie (m).

m = Masa (kg).

\dot{m}_e = Flujo másico que entra al sistema (kg/s).

\dot{m}_s = Flujo másico que sale del sistema (kg/s).

$\dot{m}_{vap-c/turbo}$ = Flujo másico de vapor consumido por cada turbo-generador (kg/s).

$\dot{m}_{vap-c/molino}$ = Flujo másico de vapor consumido por cada turbina de molino (kg/s).

$\dot{m}_{vap-c/cuchilla}$ = Flujo másico de vapor consumido por cada turbina de cuchilla (kg/s).

$\dot{m}_{vap-c/bomba\ inyeccion}$ = Flujo másico de vapor consumido por cada turbina de la bomba de inyección (kg/s).

xii *Análisis exergético del sistema de vapor en un central azucarero*

$\dot{m}_{vap-caldi}$ = Flujo másico de vapor generado por la caldera i (kg/s).

$\dot{m}_{vap-gen}$ = Flujo másico de vapor total generado por las calderas (kg/s).

$\dot{m}_{vap-alta}$ = Flujo másico de vapor de alta presión (Kg/s).

$\dot{m}_{vap-baja}$ = Flujo másico de vapor de baja presión (Kg/s).

\dot{m}_{vap-BA} = Flujo másico de vapor de la turbina de la bomba de alimentación (Kg/s).

\dot{m}_{vap-BI} = Flujo másico de vapor de las turbinas de las bombas de inyección (Kg/s).

\dot{m}_{vap-C} = Flujo másico de vapor de las turbinas de las picadoras (Kg/s).

\dot{m}_{vap-CJ} = Flujo de vapor de los calentadores de jugo encalado (Kg/s).

\dot{m}_{vap-CL} = Flujo de vapor del calentador de licor (Kg/s).

\dot{m}_{vap-CM} = Flujo de vapor del calentador de meladura (Kg/s).

$\dot{m}_{vap-Des}$ = Flujo de vapor del desaireador (Kg/s).

$\dot{m}_{vap-Mol}$ = Flujo másico de vapor de las turbinas de los molinos (Kg/s).

\dot{m}_{vap-PE} = Flujo de vapor de los pre-evaporadores (Kg/s).

$\dot{m}_{vap-Sec}$ = Flujo másico de vapor consumido en el secador de azúcar (kg/s).

\dot{m}_{vap-TG} = Flujo másico de vapor de las turbinas de los turbo-generadores (Kg/s).

\dot{m}_{vap-TI} = Flujo másico de vapor de la turbina del tiro inducido (Kg/s).

\hat{m} = Número de moles de hidrógeno del compuesto i.

M_C = Masa molar (kg/kmol).

n = Velocidad promedio de rotación (rpm).

Nq = Velocidad específica de la bomba.

Nu = Número de Nusselt.

\hat{n} = Número de moles de carbono en el compuesto i.

O_0 = Oxígeno teórico.

P = Fuerza hidráulica total aplicada sobre el cilindro superior (Ton).

P_C = Paso de las cuchillas (cm).

P_h = Presión del aceite (psi).

Pr = Número de Prandtl.

P_t = Presión del tanque de agua de alimentación a las calderas (kPa).

P_{total} = Presión total de la mezcla de gases (kPa).

P_v = Presión de vapor de agua (kPa).

PCS = Poder calorífico superior del combustible.

P_0 = Presión del estado de referencia (kPa).

P_1 = Presión del agua en la admisión de la bomba (kPa).

P_2 = Presión del agua en la descarga de la bomba (kPa).

q_L = Flujo de calor por unidad de longitud (kJ/m·s).

q_R = Calor de reacción por unidad de masa (kJ/kg).

Q_e = Calor total que entra al sistema (kJ).

Q_s = Calor total que sale del sistema (kJ).

\dot{Q}_c = Flujo de calor de combustión (kJ/s).

\dot{Q}_e = Flujo de calor total que entra al sistema (kJ/s).

\dot{Q}_s = Flujo de calor de suministro (kJ/s).

\dot{Q}_u = Flujo de calor útil del proceso (kJ/s).

\bar{q}_R = Calor de reacción por unidad de moles (kJ/kmol).

R = Radio del círculo de rotación de las cuchillas (cm).

s_0 = Entropía específica del estado de referencia (kJ/kg·K).

T = Temperatura (K).

T_{pr} = Temperatura de punto de rocío de los humos (°C).

T_s = Temperatura superficial (°C).

T_{sat} = Temperatura de saturación del vapor de agua (°C).

T_0 = Temperatura del estado de referencia (K).

V = Velocidad (m/s).

$Volt$ = Voltaje del motor (V).

\dot{V} = Caudal de agua de alimentación a las calderas (m³/s).

W_e = Trabajo total que entra al sistema (kJ).

W_s = Trabajo total que sale del sistema (kJ).

\dot{W}_{BA} = Potencia requerida por la bomba de alimentación (kJ/s).

\dot{W}_{BI} = Potencia requerida por la bomba de inyección (kJ/s).

$\dot{W}_{cuchilla}$ = Potencia demandada por una cuchilla de caña (hp).

\dot{W}_{molino} = Potencia necesaria para accionar un molino (HP).

\dot{W}_s = Potencia total que sale del sistema (kJ/s).

\dot{W}_{TI} = Potencia consumida por el ventilador del tiro inducido (kJ/s).

\dot{W}_u = Potencia útil del proceso (kJ/s).

x_i = Número de átomos de carbono en el compuesto i.

X = Número de moles de carbono.

y_i = Número de átomos de hidrógeno en el compuesto i.

Y = Número de moles de hidrógeno.

Y_{H_2O} = Fracción molar de agua.

z = Altura (m).

β = Coeficiente de expansión térmica (K⁻¹).

γ = Peso específico del agua (N/m³).

η_B = Eficiencia de la bomba (%).

η_I = Eficiencia de primera ley o eficiencia energética.

η_{II} = Eficiencia de segunda ley o eficiencia exergética.

ΔE_{sist} = Cambio neto de energía en el sistema (kJ).

ΔEC = Cambio neto de energía cinética (kJ).

ΔEP = Cambio neto de energía potencial (kJ).

ΔT = Diferencia de temperaturas (°C).

ΔU = Cambio neto de energía interna (kJ).

λ = Factor de aire.

μ = Viscosidad absoluta del fluido (N·s/m²)

ν = Viscosidad cinemática del fluido (m²/s).

ρ = Densidad (kg/m³).

$(\frac{dU}{dt})_{sist}$ = Variación de la energía interna con respecto al tiempo del sistema (kJ/s).

Introducción

Existen muchas fuentes de energía, algunas son renovables, pero otras están en riesgo de agotarse. El mundo se encuentra en un momento en el que se debe replantear el uso de la energía. En el siglo pasado se comenzó a experimentar las consecuencias del mal uso de la energía a nivel mundial, el uso indiscriminado de los recursos energéticos ha cambiado el clima debido a la aceleración del calentamiento global. Además, el crecimiento de las grandes economías mundiales, y de las que aún están emergiendo, ha generado tal consumo de energía, que su sostenimiento ha creado la preocupación de un agotamiento de los recursos energéticos.

La sociedad está basada en un uso ineficiente de la energía, puesto que no hay conciencia de que los recursos energéticos tienen un límite. En Venezuela, a pesar de que se cuenta con grandes reservas de combustibles fósiles como gas natural y petróleo, y grandes hidroeléctricas, se ha comenzado a sufrir los inconvenientes de la falta de energía. En lo que va de año, y desde el año pasado, se han presentado en el país numerosos apagones, mucho de los cuales han afectado a gran parte del territorio

nacional simultáneamente. Se ve entonces que el mal manejo de los recursos energéticos es la principal causa del déficit de energía.

La primera ley de la termodinámica establece que la energía no puede crearse ni destruirse, la segunda impone otro límite, informa que todo proceso de transformación de energía implica su degradación. La combinación de ambas leyes sugiere el hecho de que no sólo es importante la cantidad de energía que se tenga, sino la calidad de esa energía. En otras palabras, es de mayor importancia el contenido exergético de la energía, ya que la propiedad *exergía* constituye la cantidad de energía que realmente puede ser aprovechada de manera útil.

El análisis exergético es una herramienta muy útil en la optimización de los procesos y sistemas, lo que se traduce en un menor consumo de recursos energéticos y menor deterioro del medio ambiente por las emisiones contaminantes. Pueden conseguirse mejores resultados en el mejoramiento de la eficiencia energética de los procesos industriales, si se considera la calidad de la energía y no sólo su cantidad.

En el capítulo 1, se plantea la situación problemática junto con los objetivos de la investigación, justificación, alcance, limitaciones y antecedentes. Luego en el capítulo 2 se asientan las bases teóricas que sustentan el desarrollo del análisis exergético. Al pasar al capítulo 3, se encuentra la metodología que se llevará a cabo para cumplir los objetivos planteados. Seguidamente, en el capítulo 4 se desarrolla el estudio exergético del sistema de vapor del central, presentando las propuestas para el aprovechamiento energético, y finalmente el análisis de resultados. Por último, se presentan las conclusiones a las que se llegaron tras el desarrollo de la investigación, y las recomendaciones que se sugieren para posteriores trabajos.

CAPÍTULO 1

Planteamiento del Problema

1.1 Situación problemática.

La energía se ha convertido en elemento inseparable de toda técnica empleada por el hombre, así a nivel industrial es de vital importancia en el desarrollo de sus procesos de producción, constituyendo uno de los principales aspectos a analizar en la búsqueda de la optimización de los mismos.

El Central Azucarero “Santa Clara”, es una empresa dedicada a la refinación de azúcar, está situada en el Sector Carbonero, Municipio Veroes del Estado Yaracuy. El proceso para la obtención de azúcar refinada se inicia una vez que llega la caña de azúcar al central (en tiempo de “zafra”), la misma se hace pasar por cuchillas que la dividen en finas astillas, lo que facilita el proceso de extracción del jugo, seguidamente las astillas de la caña son transportadas hacia los molinos donde se le extrae el jugo, el mismo es llevado a través de tuberías hacia unas romanas donde es pesado y luego llevado a tanques de encalado donde es purificado, seguidamente es llevado a unos calentadores de jugo encalado para separar todos los sólidos en suspensión que contenga, dichos sólidos se coagulan por acción de la

temperatura. De aquí, el jugo va al clarificador donde se sedimentan todos los lodos y se obtiene el jugo clarificado. Éste último se lleva a evaporadores de múltiple efecto donde se extrae parte del agua que éste contiene, obteniéndose una solución azucarada más concentrada que se denomina meladura. La misma se cocina en los tachos, lugar donde se forma los primeros cristales de azúcar, éstos quedan concentrados en una masa que se lleva a un cristalizador y luego son descargados en centrífugas que separan los cristales de azúcar de la miel o meladura, con esto se obtiene el azúcar crudo, el cual se cocina nuevamente, en etapas sucesivas, en los tachos hasta obtener el azúcar de primera en las centrífugas de primera. El azúcar de primera es llevado a la refinería donde es disuelta en agua y este disuelto se transforma en licor mediante la acción de aditivos químicos, luego pasa por los calentadores de licor, el clarificador, y al salir de allí, es tratado nuevamente con agentes químicos para darle coloración blanca. El licor se cocina en los tachos de refino y se lleva a las centrífugas de refino para obtener el azúcar refinado. Finalmente, éste último se lleva al secador, donde se le extrae humedad, para ser finalmente empacado.

Durante los procesos llevados a cabo en la industria azucarera “Santa Clara” se hace uso de grandes cantidades de vapor. El vapor se produce en las calderas a 3.032 kPa (425 psi) y 400 °C (752 °F), luego se distribuye a través de un sistema de tuberías hacia los diferentes equipos que consumen vapor para su funcionamiento. En los centrales azucareros por lo general se hace uso del vapor para generar electricidad en turbo-generadores, para accionar los molinos que extraen el jugo de caña, para accionar las cuchillas de las picadoras que preparan la caña para extraerle el jugo, para accionar turbinas que a su vez accionan bombas para la alimentación de agua a las calderas y condensadores, y finalmente, el vapor que sale de las turbinas se utiliza en el proceso de refinación del azúcar. En la figura 1.1 se muestra el diagrama del sistema de vapor del Central Azucarero “Santa Clara”.

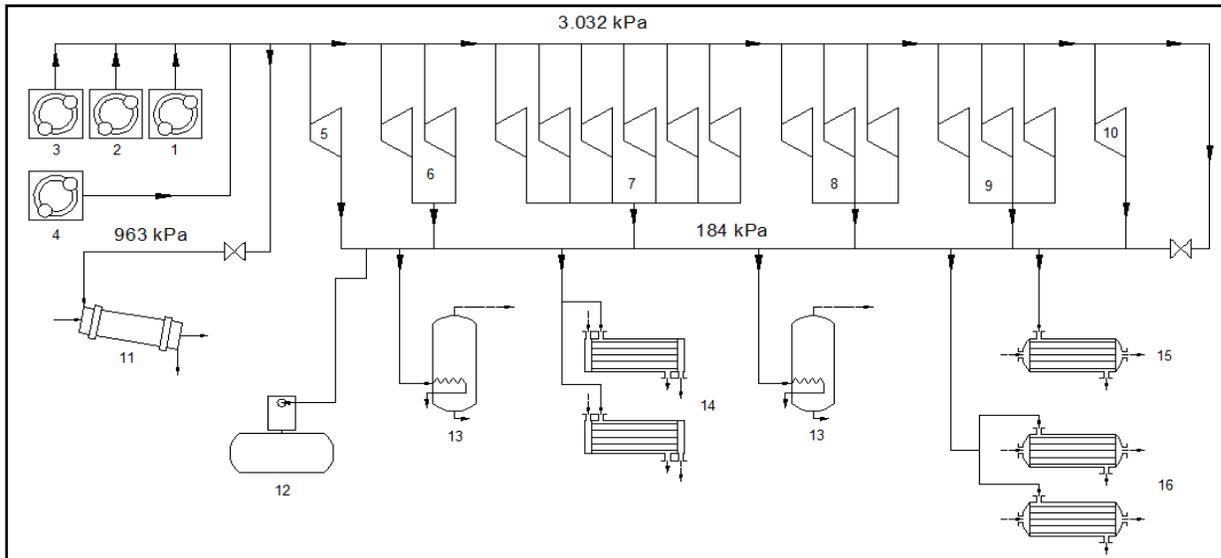


Figura 1.1. Esquema del sistema de vapor del central azucarero. (1,2 y 3) Calderas mixtas; (4) caldera compacta; (5) turbina de la bomba de alimentación de agua a las calderas; (6) Turbo-generadores; (7) turbinas de los molinos; (8) turbinas de las bombas de inyección de agua a los condensadores; (9) turbinas de las picadoras; (10) turbina del tiro inducido de la caldera 1; (11) secador de azúcar; (12) Desaireador; (13) pre-evaporadores; (14) calentadores de jugo; (15) calentador de meladura; (16) calentadores de licor; (17) "válvula 12".

En la actualidad se producen cantidades de vapor suficientes para la demanda del sistema, sin embargo, no se considera el uso eficiente de la energía térmica, en este sentido se tiene un desaprovechamiento de la energía potencial obtenida en la combustión. Esto trae consigo un alto consumo de energía y así elevados costos asociados.

Por lo antes mencionado nace la necesidad de evaluar el sistema de vapor desde el punto de vista exergético, con la finalidad de obtener la eficiencia del mismo, así como sus puntos críticos y en función de esto proponer planes que conlleven a un mejor aprovechamiento del potencial energético en las operaciones térmicas del vapor en el central azucarero.

1.2 Objetivos.

1.2.1 Objetivo General.

Analizar exergéticamente el sistema de vapor en un central azucarero.

1.2.2 Objetivos Específicos.

- Identificar la condición de operación actual del sistema de vapor en el central azucarero.
- Obtener, a partir de análisis termodinámico, la eficiencia del sistema de vapor.
- Determinar mediante balance exergético las pérdidas en el sistema de vapor.
- Calcular la eficiencia exergética del sistema de vapor.
- Determinar los puntos críticos del sistema en base al análisis energético y exergético.
- Formular propuestas con el fin de reducir las pérdidas y lograr una utilización más eficiente de la energía.

1.3 Justificación.

El análisis de exergía es una herramienta que indica cómo, dónde y cuánto se consume la energía, para lograr su uso de manera más racional sin reducir la productividad, la calidad de los productos, y de un modo general, sin reducir el nivel de vida de las personas, cumpliendo con la gestión de conservación de energía y medio ambiente, tanto para la empresa, como a nivel nacional. Así mismo, la empresa podrá reducir los costos asociados al consumo de energía.

Con el desarrollo de este trabajo, la Escuela de Ingeniería Mecánica, de la Universidad de Carabobo, contará con información y antecedentes que servirán de apoyo para posteriores investigaciones en el área de Térmica y Energética, específicamente en el tema de la exergía. Además, se aumenta el nivel de conocimiento en esta área, lo que contribuye con el desarrollo académico de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

Por otra parte, los autores desarrollarán conocimientos y destrezas en la aplicación de análisis energéticos y exergéticos a sistemas térmicos, así como también obtendrán experiencia en la industria como consecuencia de la interacción con la planta y sus procesos productivos.

1.4 Alcance.

El análisis exergético se realizará al sistema de generación, distribución y consumo de vapor de la planta. El estudio del sistema de vapor comprenderá la medición y determinación de sus parámetros y propiedades, el balance energético y exergético; para determinar el consumo de energía, los puntos críticos y las pérdidas.

1.5 Limitaciones.

Para llevar a cabo el análisis exergético es necesario realizar una serie de mediciones en el sistema de vapor, además es necesario el conocimiento de datos y especificaciones técnicas de los equipos, para determinar si los niveles de operación de dichos equipos corresponden con las especificaciones para los que fueron diseñados.

En la empresa no se cuenta con información técnica de los equipos que operan en el sistema de vapor, tampoco existen instrumentos de

medición para determinar todos los parámetros del sistema, por lo tanto, esto podría representar un obstáculo para el desarrollo de la investigación.

1.6 Antecedentes.

El concepto de exergía fue desarrollado en la Unión Soviética y Europa Oriental, específicamente en Alemania y Polonia. En la actualidad su uso se ha extendido notablemente, además de en esos países, en Estados Unidos, Francia y Japón [16].

La primera referencia del uso del término “Exergía” se atribuye a Rant en 1956. Antes de esta fecha, la exergía se conocía como “Capacidad de Trabajo” o “Trabajo Disponible”; desde entonces, el término ha sido aceptado mundialmente y se utiliza para proveer un desarrollo integrado de los principios de la segunda ley de la termodinámica, aplicada a sistemas industriales reales [16].

En la década de los sesentas, fueron establecidos los fundamentos del método de exergía gracias a los trabajos de diferentes investigadores que aparecieron en diferentes libros, artículos y reportes técnicos [16].

Rodríguez y Telus en 1980 [18], diseñan una red de vapor y condensado para el proceso de fabricación de azúcar. Se propone el desarrollo termodinámico como herramienta para determinar las necesidades de vapor. Obtuvieron que para la máxima capacidad de molienda del central “El Palmar”, la capacidad instalada de generación de vapor abastece por completo las necesidades de la fábrica. Por otro lado determinaron que en las turbinas de las bombas de alimentación de agua a las calderas, se presenta un consumo de vapor real aproximadamente igual al doble del valor teórico e ideal.

Rivero y Anaya en 1986 [16], desarrollan una metodología para la aplicación del método de exergía a sistemas energéticos, derivando modelos que permiten determinar el costo de la energía en base a la eficiencia energética y exergética, demostrando que los costos que sólo toman en cuenta la eficiencia energética están sobreestimados, ya que la eficiencia energética es siempre mayor que la eficiencia exergética. Recomienda el uso de diagramas temperatura – entropía, para el balance exergético de sistemas simples, y el uso de diagramas de bloques, para sistemas complejos, donde los bloques representan las ecuaciones, y las entradas y salidas, de cada bloque, las variables que intervienen en el proceso.

Rivero en 1994 [17], presenta de manera general, los principios que dan sustento a los análisis exergéticos y sus implicaciones no sólo energéticas, sino también económicas y ecológicas. Señala que el objetivo principal del análisis exergético es encontrar los puntos críticos de un sistema en el que es necesario aplicar algunas medidas con el fin de reducir el consumo de energía y de lograr una utilización más económica y eficiente de la misma. Además indica que el análisis exergético ha alcanzado un grado tal de desarrollo que le permite ser aplicado a cualquier sistema industrial.

Jaramillo en 1999 [14], presenta un artículo denominado “Gestión Energética en la Industria”. En él, introduce el tema del ahorro de energía, desde el punto de vista de la gerencia exergética, a ejecutivos interesados en disminuir los costos relacionados con la energía en sus industrias. Define cuáles son los objetivos de una gestión energética, la estructura y medios necesarios, el paso del pensamiento energético al exergético, demostrando los errores en los que se incurre al considerar sólo la energía en la mejora de la eficiencia de los sistemas térmicos.

Da Silva en 2002 [9], realiza un análisis termo-económico de la generación de vapor y potencia en una planta de celulosa y papel. El análisis lo realizó en base a la segunda ley de la termodinámica, mediante el método de la exergía, a partir del cual propuso mejoras en los equipos para mejorar la eficiencia del sistema de vapor y potencia.

Fernández en 2003 [12], establece una metodología de análisis exergo-económica para la fabricación de azúcar en un central en San Paulo, Brasil. Se determinaron los puntos donde ocurren mayores pérdidas de exergía. Por otra parte, se estudió el uso de válvulas reductoras de presión en la industria azucarera, considerando la alta generación de entropía en las mismas, buscando una solución de bajo costo. Los resultados de las mayores irreversibilidades obtenidas en el proceso se encuentran en los subsistemas de extracción, cocimiento y evaporación. Posteriormente son mostradas las ventajas de la termocompresión frente a las válvulas reductoras de presión, arrojando una disminución de hasta 45% de las irreversibilidades.

Cárdenas y Paz en 2005 [3], realizaron una evaluación de las operaciones térmicas de calentamiento- evaporación- cristalización en un central azucarero en Tucumán, Argentina. Se determinaron las pérdidas de exergía en los diferentes sectores que componen el sistema estudiado, descubriendo en que etapas se produjeron las mayores pérdidas y proponiendo así acciones tendientes a su disminución. En este sentido se simularon y compararon dos propuestas dirigidas a la reducción de las pérdidas de exergía. Se determina que para lograr reducciones es necesario aumentar las superficies de intercambio de calor y reemplazar equipos ineficientes.

Duran y Fajardo en 2006 [11], desarrollaron una metodología termodinámica para aumentar el uso de la energía en una planta procesadora de alimentos, con el fin de mejorar el aprovechamiento de la misma. Determinaron el tipo de acción correctiva a aplicar para cada una de las secciones dentro de las áreas de producción. Se plantearon soluciones destinadas a reducir o aprovechar las pérdidas energéticas con el fin de mejorar la eficiencia exergética y por ende la energética de los procesos. Dichas soluciones están relacionadas con mejores prácticas operacionales y de mantenimiento, así como, la aplicación puntual de modelos termodinámicos.

CAPÍTULO 2

Marco Teórico

2.1 Primer principio de la termodinámica.

La Primera Ley de la Termodinámica, también conocida como *El Principio de Conservación de la Energía*, proporciona bases sólidas para estudiar la relación entre las distintas formas de energía y sus interacciones. Este principio se enuncia como sigue:

“El cambio neto (incremento o decremento) en la energía total del sistema, en un proceso, es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso”

Se expresa de forma matemática mediante la ecuación 2.1:

$$E_e - E_s = \Delta E_{sist} \quad \dots(2.1)$$

La ecuación 2.1 refiere a un balance de energía y se aplica a cualquier sistema bajo cualquier proceso.

Para el sistema, la energía es una propiedad que no cambia al menos que el estado del sistema cambie. En un sistema compresible simple, la

energía total depende, principalmente, de la energía interna, cinética y potencial, esto es:

$$\Delta E_{sist} = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \quad \dots (2.2)$$

Considerando que las interacciones de energía están relacionadas con el trabajo y calor que se da a través de la frontera de un sistema, el balance de energía se puede establecer como:

$$E_e - E_s = (Q_e - Q_s) + (W_e - W_s) = \Delta E_{sist} \quad \dots(2.3)$$

Para un sistema que recibe calor y entrega trabajo, el balance se reduce a la forma:

$$Q_e - W_s = \Delta E_{sist} \quad \dots(2.4)$$

Y considerando que el cambio de energía en el sistema solamente se debe al cambio de energía interna, entonces:

$$Q_e - W_s = \Delta U \quad \dots(2.5)$$

De acuerdo a una cantidad por unidad de tiempo, la expresión es:

$$\dot{Q}_e - \dot{W}_s = \left(\frac{dU}{dt}\right)_{sist} \quad \dots(2.6)$$

Dentro de un sistema existen tres principales formas de energía:

- Energía cinética.
- Energía potencial.
- Energía interna.

La energía cinética depende de la masa del cuerpo (o sistema) y de la velocidad instantánea. Matemáticamente la energía cinética se define como el producto de un medio de la masa por el cuadrado de la velocidad, es decir:

$$EC = \frac{1}{2}mV^2 \quad \dots(2.7)$$

La energía potencial se asocia con la fuerza de la gravedad. La energía potencial también se identifica como una propiedad extensiva del cuerpo, definida matemáticamente como:

$$EP = mgz \quad \dots(2.8)$$

Por otra parte, el cambio en la energía potencial depende exclusivamente del cambio en la altura del cuerpo. El cambio de energía potencial está definido como:

$$EP = mg(z_1 - z_2) \quad \dots(2.9)$$

La Energía Interna, (U), es una propiedad extensiva que se tiene, independientemente, de que exista o no-movimiento y está relacionada con todas las formas de energía microscópicas de la estructura molecular de un sistema, que son independientes de los marcos de referencia externos. [23]

2.1.1 Principio de conservación de la masa.

Asumiendo que el sistema se encuentra en régimen estable o permanente, y que esta condición es válida para el flujo de energía y para el flujo de masa, entonces la cantidad de masa que ingresa al sistema por unidad de tiempo debe ser igual a la que sale del sistema por unidad de tiempo y se debe cumplir el siguiente balance de masa:

$$\sum(\dot{m}_s) - \sum(\dot{m}_e) = 0 \quad \dots(2.10)$$

Esta ecuación se puede desarrollar si se reemplaza el caudal de masa por el producto $\rho \cdot A \cdot v$ donde A es la sección transversal. En efecto, se puede demostrar que:

$$\dot{m} = \rho AV \quad \dots(2.11)$$

2.1.2 Primer principio de la termodinámica para sistemas abiertos y flujo estable.

Sea un sistema como el mostrado en la figura 2.1. Las fronteras del mismo son rígidas, de modo que no hay trabajo mecánico de expansión o compresión del sistema. Suponiendo además que el sistema se encuentra en estado estable, es decir que los parámetros de estado del sistema son invariables en el tiempo.

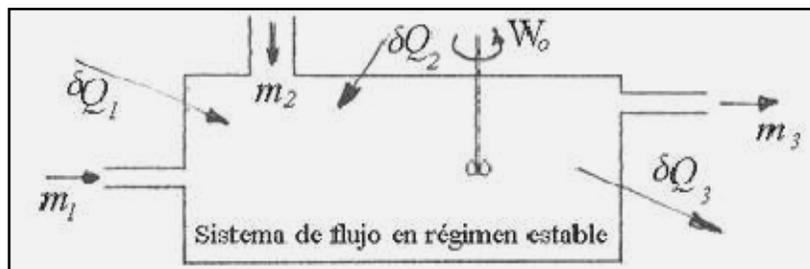


Figura 2.1. Sistema de flujo en régimen estable. [19]

Si en un cierto lapso de tiempo dt se produce el transporte de una masa dm que atraviesa el sistema, el balance de energía es (en términos de variación de energía y flujo de energía) reordenando la ecuación 2.12:

$$\left(\begin{array}{c} \text{Energía} \\ \text{que entra al sistema} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Energía} \\ \text{que sale del sistema} \end{array} \right) = \\ \text{(Variación energía del sistema)} \quad \dots(2.12)$$

En otros términos:

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \Delta \left[h + \frac{v^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} z \right] \dot{m} \quad \dots(2.13)$$

Se supondrá que las variables de flujo de masa y energía (m , V , Q y W) no varían con el tiempo. Esto se conoce como régimen estable, estacionario o permanente. Si estas variables dependen del tiempo, se dice que el régimen es transitorio. Los estados de régimen transitorio son inestables y si se espera algún tiempo por lo general el sistema se estabiliza por sí solo, tendiendo al régimen estable. A continuación se tratará los requisitos que se deben cumplir para que el régimen sea estable. Que el régimen sea permanente supone que se cumplen dos hipótesis simultáneamente:

- El flujo de energía se produce en estado permanente.
- El flujo de masa se produce en estado permanente.

La primera hipótesis requiere que se cumplan simultáneamente algunas condiciones que se detallan a continuación:

- La velocidad de transferencia de calor a través de la frontera del sistema es constante en el tiempo.

- La velocidad de transferencia de trabajo a través de la frontera del sistema es constante en el tiempo.
- El estado termodinámico de las corrientes que entran al sistema es constante en el tiempo.
- El estado termodinámico de las corrientes que salen del sistema es constante en el tiempo.

La segunda hipótesis requiere que se cumplan simultáneamente las siguientes condiciones:

- El caudal de masa de cada corriente que entra al sistema es constante.
- El caudal de masa de cada corriente que sale del sistema es constante.

Se cumple la ecuación 2.10 de continuidad para todo el sistema, es decir, que la suma de los caudales de masa de todas las corrientes que entran al sistema menos la suma de los caudales de masa de todas las corrientes que salen del sistema es igual a cero (0).

2.1.3 Eficiencia termodinámica, eficiencia de la primera ley.

La eficiencia o rendimiento de un sistema es una magnitud de proceso adimensional, definida como el cociente de la energía que se desea obtener de dicho sistema y la energía que se debe transferir para su funcionamiento.

$$\eta_I = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} \quad \dots(2.14)$$

En sistemas de vapor dentro de centrales azucareros, como el que se somete a estudio en el presente trabajo, se define la ecuación 2.14 de la siguiente manera:

$$\eta_I = \frac{W_u + \dot{Q}_u}{\dot{Q}_c} \times (100) \quad \dots(2.15)$$

Donde la potencia útil (\dot{W}_u) es la sumatoria de las potencias entregadas por las turbinas y el calor útil en el proceso (\dot{Q}_u) es el transferido en los intercambiadores de calor.

2.2 Exergía, segundo principio de la termodinámica.

La exergía de un sistema es una medida de la calidad de la energía que contiene y de su alejamiento con respecto al medio ambiente que lo rodea.

En términos técnicos, la exergía es una propiedad termodinámica de un sistema cuyo valor es igual al trabajo máximo que puede obtenerse del sistema como resultado de sus condiciones de temperatura, presión, composición, posición, velocidad, etc., con respecto a un sistema de referencia especificado; todo sistema cuyas condiciones sean diferentes a las condiciones del medio ambiente tendrá el potencial para hacer que un proceso se efectúe o poder producir un cambio. Una vez que el sistema alcanza las condiciones del medio ambiente, el potencial para hacer que un proceso se efectúe desaparece, por lo que tales condiciones se conocen como “estado muerto” en el cual el valor de la exergía es cero.

La exergía de la misma manera que la energía, tiene dos formas fundamentales de manifestarse: la primera asociada a una transferencia de

energía que no está acompañada por un flujo de materia, y la segunda asociada al contenido de exergía de la materia, que es transportado por la masa. En el primer caso la exergía es una función de transferencia y las maneras principales para efectuar dicha transferencia son las asociadas al trabajo Ex_w y al calor Ex_h . En el segundo caso la exergía es una propiedad de la materia Ex_m . La figura 2.2 muestra las diferentes formas de exergía [17].

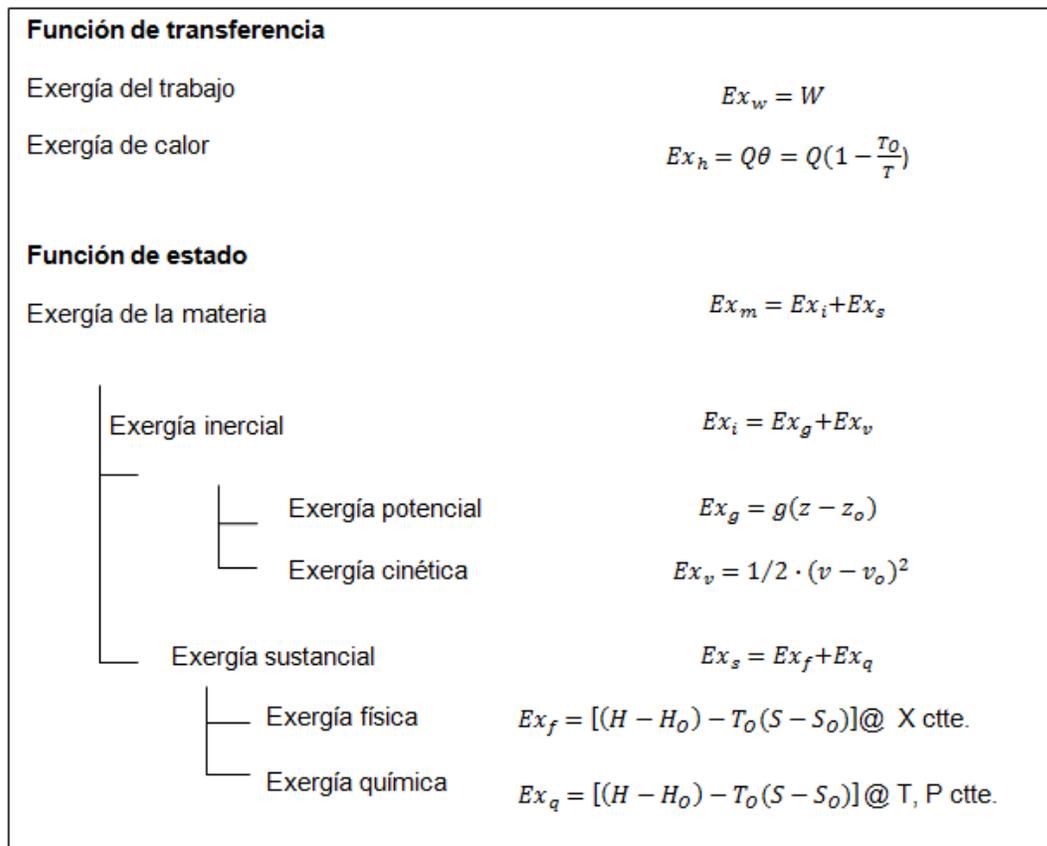


Figura 2.2. Formas de exergía. Rivero, 1994 [17].

2.2.1 Balance de exergía en volúmenes de control, flujo estable.

El balance exergético en volúmenes de control en condiciones de flujo estable de una instalación recoge una serie de corrientes entrantes al sistema y salientes del mismo, estas últimas pueden dividirse genéricamente en dos tipos: útiles y recuperables. Las útiles se emplean de manera inmediata, cualquier otro flujo de exergía saliente puede aprovecharse. Generalmente los flujos recuperables se desaprovechan totalmente, convirtiéndose en exergía perdida en procesos posteriores, su recuperación es, normalmente, el camino más sencillo para mejorar el aprovechamiento energético. Ver ecuación 2.16 [17].

$$\sum \dot{E}x_e = \sum \dot{E}x_u + \sum \dot{E}x_r + I_{rr} \quad \dots(2.16)$$

De otra manera, se presenta en la ecuación 2.17:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e Ex_e - \sum \dot{m}_s Ex_s - Ex_p = 0 \quad \dots(2.17)$$

Los flujos de exergía asociados a un volumen de control se muestran en la figura 2.3:

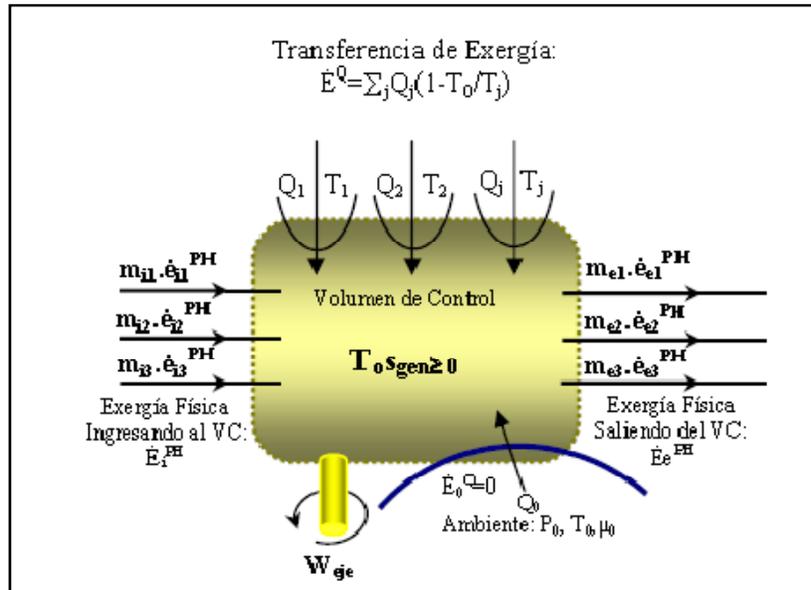


Figura 2.3. Flujos de exergía asociados a un volumen de control. Rojas, 2005 [20].

2.2.2 Eficiencia exergética.

También llamada eficiencia de la segunda ley, ésta evalúa la operación del sistema con respecto a la operación reversible, se define como [17]:

$$\eta_{II} = 1 - \frac{Irr}{\sum \dot{E}x_e} \times (100) \quad \dots(2.18)$$

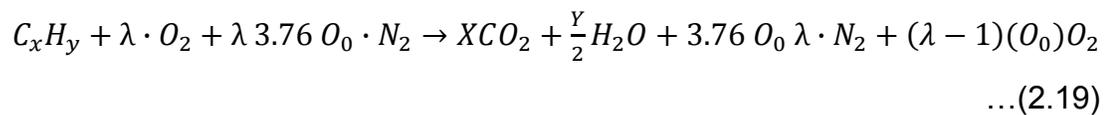
2.3 Combustión.

La combustión es una reacción química durante la cual se oxida un combustible y se libera una gran cantidad de energía. Una combustión se considera incompleta, cuando parte del combustible, que entra en reacción, se oxida en grado inferior al máximo, o no se oxida. La combustión es completa cuando el combustible se quema en su totalidad.

Todos los combustibles utilizados en los diversos procesos industriales están constituidos únicamente por dos sustancias químicas, el carbono (C) y el hidrógeno (H) los cuales están unidos entre sí, formando los diversos combustibles utilizados [10].

2.3.1 Ecuación general de combustión.

La ecuación correspondiente a la reacción de combustión completa para el hidrocarburo de composición general C_xH_y , es la siguiente:



Donde:

$$X = \sum x_i \hat{n} \quad \dots(2.20)$$

$$Y = \sum y_i \hat{m} \quad \dots(2.21)$$

La variable O_0 corresponde a la cantidad de oxígeno teórico, calculada a partir de:

$$O_0 = \lambda \left(X + \frac{Y}{4} \right) \quad \dots(2.22)$$

El factor lambda (λ) es determinado a partir del porcentaje correspondiente al exceso de aire [10].

2.3.2 Factor de aire (λ).

Factor que considera el aire en exceso que se debe suministrar para realizar una combustión por completo, se presenta en la ecuación 2.23 la expresión matemática empleada para su determinación [10]:

$$e(\%) = (\lambda - 1)100 \quad \dots(2.23)$$

2.3.3 Relación aire combustible, base molar.

La ecuación 2.24 permite calcular dicha relación entre aire y combustible en base molar [10]:

$$(A/C)_{molar} = (4.762) \left(m + \frac{n}{2} \right) \quad \dots(2.24)$$

2.3.4 Relación aire combustible, base masa.

Esta relación se muestra en ecuación 2.25 [10]:

$$(A/C)_{masa} = \frac{m_{aire}}{m_{comb}} \quad \dots(2.25)$$

2.3.5 Punto de rocío de los humos.

A partir de la fracción molar (Y_{H_2O}) se tiene:

$$Y_{H_2O} = \frac{N^{\circ} \text{ Moles } H_2O}{N^{\circ} \text{ Moles Productos}} = \frac{P_v}{P_{total}} \quad \dots(2.26)$$

Se puede calcular la temperatura de punto de rocío de los humos a través de la ecuación 2.27 [10]:

$$T_{pr} = T_{sat}@P_v \quad \dots(2.27)$$

2.3.6 Poder calorífico.

La unidad que se emplea para medir la cantidad de calor desarrollada en la combustión se la denomina poder calorífico. Se entiende por poder calorífico de un combustible, la cantidad de calor producida por la combustión completa de un kilogramo de esa sustancia.

Si la temperatura de los productos finales de combustión es tal que el vapor de agua que se ha formado continué en ese estado, se tendrá el poder calorífico inferior del combustible (GLV).

En cambio, si la temperatura de los productos finales es suficientemente baja como para que aquella se condense, se tendrá el poder calorífico superior del combustible (GHV). La diferencia entre ellos será igual el calor desprendido por la condensación del agua. [24]

2.3.7 Entalpía de formación para el bagazo de caña.

La entalpía de formación puede evaluarse a partir de un valor estimado de poder calorífico superior [7] a través de la ecuación 2.28, para un compuesto de fórmula molecular general $C_XH_YO_S$:

$$\dot{h}_f = PCS + \dot{h}_{f_{CO_2}} + \left(\frac{Y}{2}\right) \dot{h}_{f_{H_2O}} + \dot{h}_{f_{SO_2}} \quad \dots(2.28)$$

Para el bagazo de caña con fórmula molecular $C_6H_{10,63}O_{4,21}$ y humedad de 50%, el poder calorífico superior tiene un valor de 9.500 kJ/kg [4], y

conociendo los valores de las entalpías de formación del agua, dióxidos de azufre y carbono a partir de tablas termodinámicas, se tiene:

$$\dot{h}_{f_{\text{bagazo}}} = -670.506 \text{ kJ/kmol.}$$

2.4 Convección natural.

La convección es la transferencia de calor mediante el movimiento de un fluido. La convección se lleva a cabo porque un fluido en movimiento recoge energía de un cuerpo caliente o lleva energía a un cuerpo frío.

En 1701 Newton definió el calor transferido desde la superficie de un sólido a un fluido en movimiento mediante la ecuación 2.29:

$$\dot{Q} = h_{conv}A(T_s - T) \quad \dots(2.29)$$

Donde h es el coeficiente de convección, T_s es la temperatura de la superficie del sólido y T la temperatura media del fluido.

En el caso de convección natural, el movimiento del fluido se debe a la diferencia de densidades que se presenta en el fluido como resultado de una diferencia de temperatura.

El coeficiente de transferencia de calor en convección natural es relativamente bajo en comparación con el de convección forzada, sin embargo, muchos dispositivos y equipos dependen de este modo de transferencia de calor para su funcionamiento, tal es el caso de radiadores para calefacción, sistema de enfriamiento de transformadores eléctricos, equipos expuestos al aire, tuberías, entre otros.

En la figura 2.4 se observan movimientos típicos de un fluido que se calienta en contacto con diferentes superficies [22].

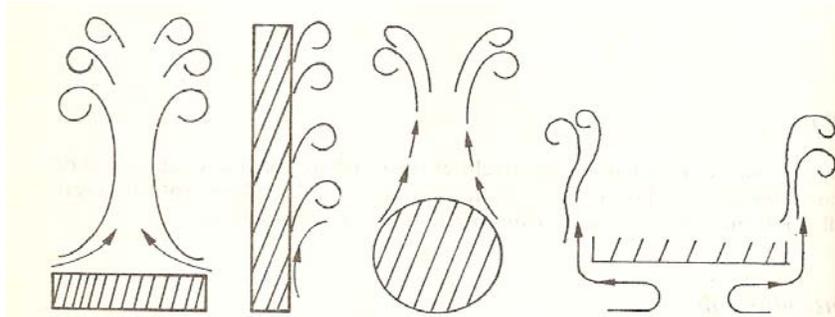


Figura 2.4. Movimientos típicos de un fluido en convección natural. [22]

Mediante el análisis dimensional se puede demostrar que los grupos adimensionales que controlan la transferencia de calor en convección natural son:

- **Número de Prandtl:** caracteriza la relación entre las propiedades de viscosidad y conductividad térmica del fluido, esta relación se presenta en la ecuación 2.30:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad \dots(2.30)$$

- **Número de Grashof:** relaciona las fuerzas de rozamiento, inercia y flotación debidas a la diferencia de densidades entre los distintos puntos del flujo no isotérmico, se puede determinar empleando la expresión 2.31:

$$Gr = \frac{\beta g \rho^2 L^3 \Delta T}{\mu^2} = \frac{\beta g L^3 \Delta T}{\nu^2} \quad \dots(2.31)$$

- **Número de Nusselt:** relaciona la transferencia de calor por convección con relación a la transferencia de calor por conducción, la ecuación que caracteriza dicha relación es la 2.32:

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad \dots(2.32)$$

En general los grupos se combinan dando correlaciones del tipo

$$N_u = f(G_r, P_r) \quad \dots(2.33)$$

2.4.1 Ecuaciones simplificadas para la transferencia de calor por convección natural al aire desde cilindros horizontales [22].

En el caso especial de la convección natural desde un cilindro horizontal caliente al aire, las correlaciones para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección natural quedan como sigue:

Si $10^9 < G_r \cdot P_r < 10^{12}$

$$h = 1,06768 \Delta T^{1/3} \quad \dots(2.34)$$

Si $10^3 < G_r \cdot P_r < 10^9$

$$h = 1.133 \left(\frac{\Delta T}{D_o} \right)^{1/4} \quad \dots(2.35)$$

2.4.2 Ecuaciones simplificadas para la transferencia de calor por convección natural al aire desde cilindros verticales y planos verticales [22].

Si $10^9 < G_r \cdot P_r < 10^{12}$ ó $L > 0,4$ m

$$h = 1,127 \Delta T^{1/3} \quad \dots(2.36)$$

Si $10^3 < G_r \cdot P_r < 10^9$ ó $L > 0,4$ m

$$h = 1.217 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4} \quad \dots(2.37)$$

2.5 Generación de vapor.

2.5.1 Generalidades.

La generación de vapor para aplicaciones industriales se realiza en instalaciones generadoras comúnmente denominadas calderas.

La instalación comprende no sólo la caldera propiamente dicha, sino, además, componentes principales y accesorios tales como:

- Economizadores y chimeneas.
- Sobrecalentadores y recalentadores.
- Quemadores y alimentadores de aire.
- Condensadores.
- Bombas y tanques de alimentación.
- Domos.

En la caldera propiamente dicha se produce el calentamiento, la evaporación y posiblemente el recalentamiento y sobrecalentamiento del vapor. La caldera puede incluir en su estructura alguno de los componentes citados anteriormente.

Las calderas se pueden clasificar según:

- a) El pasaje de fluidos, en piro tubulares o acuotubulares.
- b) El movimiento del agua, de circulación natural o circulación forzada.
- c) La presión de operación, en subcríticas y supercríticas. [25]

2.5.2 Calderas acuotubulares.

Son llamadas de esta manera debido a que su esquema general de diseño consiste en hacer circular el agua o vapor por el interior de los tubos y los productos de combustión por el exterior. Dentro del recinto de la caldera se encuentran los tubos de agua; conformados en un arreglo llamado paredes de agua, y el hogar de la caldera; lugar donde ocurre la combustión. El recinto posee aberturas para los quemadores y la salida de gases de combustión.

La circulación del agua puede ser natural, debida a la diferencia de densidad entre agua fría y caliente. El agua en ebullición se acumula en un recipiente llamado domo donde se separa el vapor del agua, estas calderas son económicas por la ausencia de las bombas de líquido pero de baja producción de vapor por la baja velocidad de circulación del agua.

Para obtener mayores caudales de vapor y mayores presiones se utilizan bombas de alimentación de agua, pudiendo operarse incluso por encima del punto crítico del domo de saturación del vapor (21.7 Mpa) [25].

2.5.3 Agua, aire, combustible.

El agua del ciclo de vapor debe cumplir requisitos de limpieza en lo que respecta a minerales en disolución, que causan depósitos en los tubos, y sustancias corrosivas (azufre, cloro, hidrógeno libre). Por lo tanto es necesario minimizar las pérdidas de vapor para reducir el consumo de agua.

El aire para la combustión se alimenta por medio de sopladores de gran capacidad. Es común precalentar el aire aprovechando el calor de los gases de chimenea y/o pasarlos cerca de las paredes inferiores o el piso de la caldera, antes de llegar a los quemadores.

Las calderas pueden quemar casi cualquier tipo de combustibles sólidos (carbón, madera, residuos industriales o urbanos), líquido (fuel oil, gas oil, diesel oil) o gaseoso (gas natural, gas de horno petroquímico, etc.).

El aire y el combustible se alimentan al hogar por quemadores, orificios circulares en el centro de los cuales se inyecta el combustible. El aire ingresa por el sector anular, que está provisto de persianas ajustables para controlar el caudal de aire.

El conducto de ingreso de aire suele tener forma de caracol para dar al aire una rotación que sirve para estabilizar la llama y acortarla. También pueden haber alabes de guía para controlar la rotación.

En el quemador también se ubican sensores de llama, termocuplas, llamas piloto y otros controles y accesorios. En la figura 2.5 se observa una representación en corte de un quemador típico [25].

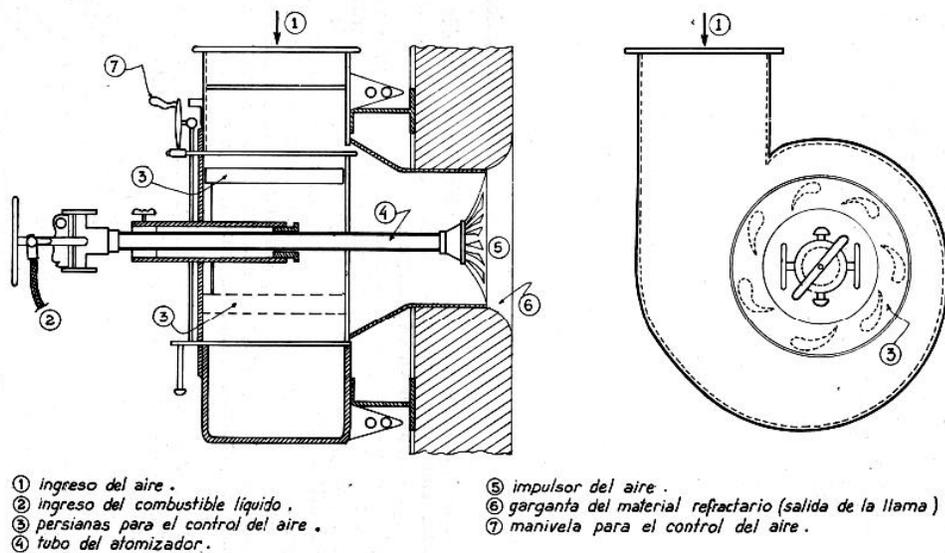


Figura 2.5. Quemador típico [25].

CAPÍTULO 3

Marco Metodológico

Este capítulo presenta las técnicas y procedimientos que se aplicarán para el desarrollo de la investigación, con la finalidad de cumplir con los objetivos planteados en la misma. De igual manera se describen aspectos como nivel y tipo de investigación.

3.1 Nivel de la investigación.

El trabajo se enmarca en un esquema de investigación de forma descriptiva, ya que se busca medir con la mayor precisión posible los datos y variables que permitan la caracterización de la situación en estudio. En este sentido se pretende evaluar la generación, distribución y consumo de vapor de la planta mediante la medición de parámetros termodinámicos inherentes al proceso de producción, con la finalidad de mejorar el aprovechamiento de energía.

3.2 Diseño de la Investigación.

En función al desarrollo y cumplimiento de las metas planteadas se seguirá una estrategia que permitirá la realización por etapas de los objetivos y en consecuencia de la investigación, se precisarán técnicas y procedimientos para realizar el análisis exergético al sistema de vapor.

En este sentido se tiene que para cumplir con el primer objetivo específico, identificar la condición de operación actual del sistema de vapor en el central azucarero, se debe:

- Identificar detalladamente el proceso de generación, distribución y consumo de vapor del central azucarero.
- Elaborar esquemas y diagramas de flujo del sistema de vapor así como del proceso productivo de la empresa con la finalidad de poseer conocimiento preciso de los sistemas involucrados en los análisis energéticos y exergéticos.

Para obtener a partir de análisis termodinámico la eficiencia del sistema de vapor, tarea planteada como segundo objetivo específico, se seguirá el siguiente procedimiento:

- Definir los sitios o puntos del sistema donde se han de medir las variables necesarias para los análisis energéticos y exergéticos.
- Determinar el flujo de vapor generado.
- Calcular el flujo másico de vapor requerido por cada elemento del proceso productivo, así como áreas que consumen vapor y no están relacionadas directamente con dicho proceso.
- Analizar energéticamente el sistema de vapor.

Con la finalidad de determinar mediante balance exergético las pérdidas en el sistema de vapor, tercer objetivo específico, se debe:

- Determinar la exergía de las sustancias involucradas en la generación de vapor.
- Realizar un balance exergético al sistema de vapor.

Una vez alcanzados los tres primeros objetivos planteados se dispone de información para la realización del siguiente, a través de:

- Calcular la eficiencia exergética del sistema de vapor.

Seguidamente, para la realización del quinto objetivo específico, se determinan los puntos críticos del sistema de vapor en función a los parámetros termodinámicos previamente calculados. Además se evalúa y precisa las zonas o procesos donde se podrían proponer mejoras a fin de aumentar la eficiencia del sistema.

Finalmente se realizan la descripción y diseño de las propuestas, modificaciones y mejoras al sistema de vapor con el fin de reducir las pérdidas y lograr una utilización más eficiente de la energía.

3.3 Técnicas e instrumentos de recolección de datos.

Observaciones: Se observarán detalladamente cada uno de los subsistemas de vapor; generación, distribución y consumo, de igual manera se prestará atención a la operación de los elementos que conforman el proceso productivo.

CAPÍTULO 4

Desarrollo de la Investigación

A continuación se presenta todo lo concerniente al desarrollo del estudio exergético del sistema de vapor del central, para ello se hace uso del análisis termodinámico en la cuantificación del calor liberado en la combustión que se lleva a cabo en las calderas, así como la determinación de los flujos de vapor demandados en cada equipo, y en general, en todo el sistema. Seguidamente se identifican los contenidos exergéticos de los fluidos entrantes, útiles y recuperables en el sistema, con el fin de estimar las pérdidas exergéticas debidas a irreversibilidades, a partir de las cuales se definen los puntos críticos del sistema. Luego, se determinan las eficiencias de la primera y segunda ley, lo que constituye el punto de partida para realizar propuestas con el fin de aumentar el aprovechamiento energético y exergético dentro del central.

4.1 Situación actual del sistema.

El central posee un sistema de generación de vapor compuesto por cuatro calderas, tres de las cuales operan con bagazo y gas-oil como combustible (calderas mixtas) y una cuarta que opera sólo con gas-oil (caldera compacta). El vapor generado es utilizado para la producción de energía eléctrica y para llevar a cabo el proceso productivo del azúcar.

Debido a exigencias del proceso productivo y al aumento en el consumo de energía eléctrica, se han hecho diversas modificaciones al sistema de vapor. En primer lugar, se han reemplazado motores eléctricos por turbinas de vapor para el accionamiento de algunos equipos y máquinas como lo son: cuchillas picadoras, bomba de alimentación de agua a las calderas, bombas de inyección de agua a condensadores barométricos, ventilador del tiro inducido de la caldera N° 1. Esto conlleva a que de la línea principal de vapor de alta presión, se hagan varias ramificaciones con el objeto de transportar el vapor que alimenta a estas turbinas.

Por otra parte, las caídas de presión en las líneas de vapor que alimentan a la fábrica (así se le llama al sector del central donde se produce el azúcar), han obligado a clausurar algunos tramos de tubería, haciendo que el sistema de vapor tenga configuraciones distintas a las de diseño.

Además, se observan, a lo largo de todo el sistema de vapor, fugas a través de tuberías, y aislamientos en mal estado en ciertos sectores.

4.1.1 Cálculo del calor de combustión en las calderas mixtas (calderas N° 1, N° 2 y N° 3).

Para determinar el calor liberado en la combustión, primero se debe establecer la ecuación real de combustión. El combustible de estas calderas es bagazo de caña, cuya fórmula molecular se aproxima a $C_6H_{10,63}O_{4,21}$ [4] y Diesel (Gas-Oil); cuya fórmula molecular es aproximadamente $C_{12}H_{26}$ [5]. Además se conoce el análisis de Orsat de los humos de combustión de las chimeneas de las calderas mixtas para las zafras 2007 y 2008 [información suministrada por el laboratorio de ambiente del central], el cual arrojó el siguiente resultado:

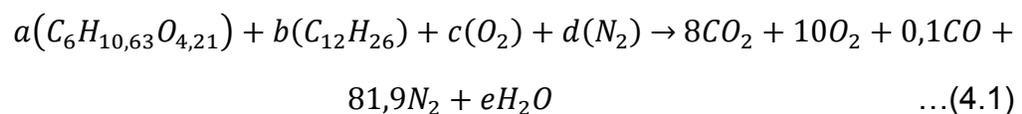
$$CO_2 = 8\%$$

$$O_2 = 10\%$$

$$CO = 0,1\%$$

$$N_2 = 81,9\%$$

De esta manera se plantea la siguiente expresión, para la ecuación general de combustión:



Donde los coeficientes a, b, c, d y e, pueden ser hallados al balancear la ecuación, de lo que se obtiene un sistema de ecuaciones lineales:

$$d = 81,9 \quad \dots(4.2)$$

$$3,76c = d \quad \dots(4.3)$$

$$6a + 12b = 8 + 0,1 \quad \dots(4.4)$$

$$10,63a + 26b = 2e \quad \dots(4.5)$$

$$4,21a + 2c = 16 + 20 + 0,1 + e \quad \dots(4.6)$$

Al resolver simultáneamente el sistema, se obtiene:

$$a = 0,2437$$

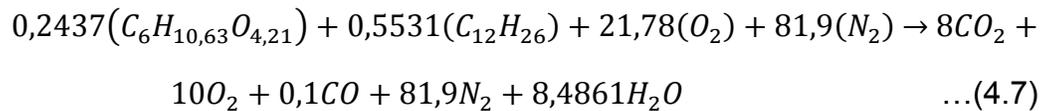
$$b = 0,5531$$

$$c = 21,78$$

$$d = 81,90$$

$$e = 8,4861$$

Finalmente la ecuación real de combustión es:



Conociendo que la temperatura de salida de los humos es de 507 K (234°C) y que la temperatura de los reactantes es la estándar 298 K (25°C) se plantea la ecuación 4.8 para obtener el calor de reacción:

$$\bar{q}_R = \sum H_P - \sum H_R \quad \dots(4.8)$$

Las entalpías de los productos y los reactantes para las calderas mixtas se muestran en la tabla 4.1.

La entalpía de formación del agua (H₂O) dependerá de la fase en la que se encuentre, para conocer esto se verifica la temperatura del punto de rocío de los humos de combustión mediante la ecuación 2.26:

$$\frac{N_{H_2O}}{N_{Total}} = \frac{P_v}{P_{Total} = P_{atm}} = \frac{8,4861}{8 + 10 + 0,1 + 81,9 + 8,4861}$$

$$\Rightarrow \frac{8,4861}{8 + 10 + 0,1 + 81,9 + 8,4861} \cdot 100kPa = P_v = 7,822 kPa$$

Luego,

$$T_{pr} = T_{sat}@P_v \xrightarrow{\text{Tablas de Propiedades}} T_{pr} \cong 41^\circ\text{C}$$

Como la temperatura de los humos es de 234°C [información suministrada por el laboratorio de ambiente del central], entonces el agua está en fase gaseosa, y la entalpía de formación correspondiente a este estado es la que se muestra en la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Entalpías de productos y reactantes en las calderas mixtas.

REACTANTES				
Sustancia	Moles	\dot{h}_f (kJ/kmol)	$\Delta h_{(T-T_0)}$ (kJ/kmol)	$Mol \times (\dot{h}_f + \Delta h)$
$\text{C}_6\text{H}_{10,63}\text{O}_{4,21}$	0,2437	-670.506,45	0	-163.402,4219
$\text{C}_{12}\text{H}_{26}$	0,5531	-291.010	0	-160.957,631
O_2	21,78	0	0	0
N_2	81,9	0	0	0
Total H_R (kJ/kmol)=				-324.360,0529
PRODUCTOS				
CO_2	8	-393.520	$17.991,6 - 9.364$	-3.079.139,2
O_2	10	0	$14.988,4 - 8.628$	63.064
CO	0,1	-110.530	$14.808,6 - 8.669$	-10.439,04
N_2	81,9	0	$14.787,5 - 8.669$	501.105,15
H_2O	8,4861	-241.820	$17.075,1 - 9.904$	-1.991.254,03
Total H_p (kJ/kmol)=				-4.516.663,12

Ahora se determina el calor de reacción:

$$\bar{q}_R = -4.516.663,12 - (-284.880,6529) = -4.192.303,667(\text{kJ}/\text{kmol})$$

En base masa:

$$q_R = \frac{\bar{q}_R}{M_C} = \frac{-4.192.303,667 \text{ kJ}/\text{kmol}}{\left(162 \text{ Kg}/\text{Kmol}\right) \cdot (0,2437) + (0,5531) \cdot \left(170,338 \text{ Kg}/\text{Kmol}\right)}$$

$$q_R = -31.652,902 \text{ kJ}/\text{kg}$$

Para determinar el calor generado por unidad de tiempo se debe obtener el flujo másico de combustible, sumando las aportaciones tanto del diesel como del bagazo, cada caldera tiene un flujo másico de combustible diferente, los cuales son datos obtenidos de planta.

Caldera N° 1.

Consumo promedio de gas-oil: 0,000673 m³/s.

$$\dot{m}_{Gas-oil} = 0,000673 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,572 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Consumo promedio de bagazo, el cual se determina por medio de la ecuación 4.9:

$$\dot{m}_{Bagazo} = \%Bagazo \cdot Molienda \quad \dots(4.9)$$

El porcentaje de bagazo por molienda, es de 35% aproximadamente [según datos suministrados por el departamento de producción de la planta]. La

molienda en promedio se encuentra en 245 Ton/h (toneladas de caña por hora), entonces:

$$\dot{m}_{\text{Bagazo producido}} = 0,35 \cdot 245 \frac{\text{Ton}}{\text{h}} = 85,75 \frac{\text{Ton}}{\text{h}} = 23,8194 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

No todo el bagazo producido en la molienda es quemado en las calderas, pues existe un rechazo de cerca del 20% del total del bagazo producido, debido a la baja calidad del bagazo en la actualidad (alta humedad), esto reduce el flujo en 4,7638 kg/s, lo cual hace que el flujo de bagazo hacia las calderas sea de 19,0554 kg/s. Suponiendo una distribución equitativa entre las tres calderas, queda que para cada una de ellas el consumo de bagazo es de 6,3518 kg/s. De este modo al calcular el flujo de calor liberado en la combustión, se tiene:

$$\dot{Q}_1 = \left(0,572 \frac{\text{kg}}{\text{s}} + 6,3518 \text{ kg/s} \right) \left(31.652,902 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 219.158,3629 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Caldera N° 2.

Consumo promedio de gas-oil: 0,4896 kg/s.

Consumo promedio de bagazo: 6,3518 kg/s.

$$\dot{Q}_2 = \left(0,4896 \text{ kg/s} + 6,3518 \text{ kg/s} \right) \left(31.652,902 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 216.550,1637 \text{ kJ/s}$$

Caldera N° 3.

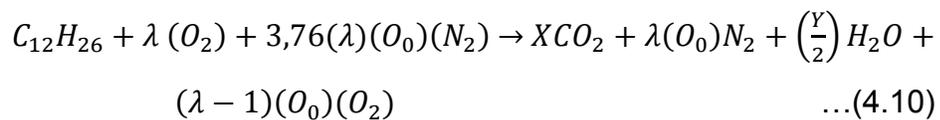
Consumo promedio de gas-oil: 0,4913 kg/s.

Consumo promedio de bagazo: 6,3518 kg/s. Por lo tanto:

$$\dot{Q}_3 = (0,4913 \text{ kg/s} + 6,3518 \text{ kg/s.}) \left(31.652,902 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 216.603,9737 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

4.1.2 Cálculo del calor de combustión en la caldera que funciona sólo con gas-oil (caldera N° 4).

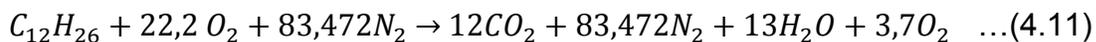
Análogo al cálculo desarrollado para las calderas mixtas, en primer lugar se debe establecer la ecuación de combustión. Partiendo de la fórmula molecular del gas-oil ($C_{12}H_{26}$) y para un factor de aire $\lambda = 1,2$ [tomado del manual de operación de la caldera], se tiene:



Donde:

$$O_0 = 22,2$$

Por lo tanto la ecuación real de combustión es:



Conociendo que la temperatura de salida de los humos es de 533 K (260°C) y que la temperatura de los reactantes es la estándar 298 K (25°C) se plantea la ecuación 4.8 para obtener el calor de reacción, donde las entalpías de los productos y los reactantes se muestran en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Entalpías de productos y reactantes en la caldera a gas-oil.

REACTANTES				
Sustancia	Moles	\dot{h}_f (kJ/kmol)	$\Delta h_{(T-T_0)}$ (kJ/kmol)	Mol × (h_f + Δh)
C ₁₂ H ₂₆	1	-291.010	0	-291.010
O ₂	22,2	0	0	0
N ₂	83,472	0	0	0
Total H_R (kJ/kmol)=				-291.010
PRODUCTOS				
CO ₂	12	-393.520	19.265,8 - 9.364	-4.604.618,4
O ₂	3,7	0	15.802,2 - 8.628	26.344,74
N ₂	83,472	0	15.558,1 - 8.669	575.046,9552
H ₂ O	13	-241.820	17.995,8 - 9.904	-3.038.466,6
Total H_P (kJ/kmol)=				-7.041.693,305

La entalpía de formación del agua (H₂O) dependerá de la fase en la que se encuentre, para conocer esto se verifica la temperatura del punto de rocío de los humos de combustión mediante la ecuación 2.26:

$$\frac{N_{H_2O}}{N_{Total}} = \frac{P_v}{P_{Total} = P_{atm}} = \frac{13}{12 + 13 + 83,472 + 3,7}$$

$$\Rightarrow P_v = 11,589 \text{ kPa}$$

Luego,

$$T_{pr} = T_{sat}@P_v \xrightarrow{\text{Tablas de Propiedades}} T_{pr} \cong 48,403^\circ\text{C}$$

Así, se confirma que el valor de entalpía de formación para el agua (H₂O) es la correspondiente a fase gaseosa.

De este modo, se determina el calor de reacción:

$$\bar{q}_R = -7.041.693,305 - (-291.010) = -6.750.683,305 \text{ (kJ/kmol)}$$

En base masa:

$$q_R = \frac{\bar{q}_R}{M_C} = \frac{-6.750.683,305 \text{ (kJ/kmol)}}{(1) \left(170,338 \text{ kg/kmol} \right)}$$

$$q_R = -39.631,105 \text{ kJ/kg}$$

Ahora el consumo promedio de gas-oil de esta caldera según informes del departamento de generación de vapor es de 0,2006 kg/s. Por lo cual el calor liberado en la combustión por unidad de tiempo es:

$$\dot{Q}_4 = (0,2006 \text{ kg/s.}) \left(39.631,105 \text{ kJ/kg} \right) = 7.950 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

De este modo, el flujo de calor total obtenido de la combustión en las cuatro calderas es:

$$\dot{Q}_c = \sum_{i=1}^4 Q_i = 660.262,5003 \text{ kJ/s}$$

4.1.3 Flujo de vapor generado en las calderas.

La tabla 4.3 presenta la producción de vapor promedio en cada caldera.

Tabla 4.3. Producción de vapor en las calderas.

Caldera	Flujo de vapor (kg/s).
1	10,460
2	10,961
3	10,835
4	6,068

Fuente: Departamento de generación de vapor del central.

Ahora bien, el flujo total de vapor generado se calcula mediante la ecuación 4.12:

$$\dot{m}_{vap.gen} = \dot{m}_{vap.cald1} + \dot{m}_{vap.cald2} + \dot{m}_{vap.cald3} + \dot{m}_{vap.cald4} \quad \dots(4.12)$$

En consecuencia;

$$\dot{m}_{vap.gen} = 38,324 \text{ kg/s}$$

4.1.4 Equipos que consumen vapor en la planta.

Los dispositivos que consumen vapor dentro de la planta se encuentran subdivididos en tres secciones, éstas son, sección de alta presión, sección de baja presión y vapor para el secador de azúcar, el cual opera con una presión intermedia.

El vapor de descarga (vapor de escape) de las turbinas de la sección de alta presión, constituye parte de la admisión de vapor de la sección de baja presión, el resto es compensado con un flujo de vapor adicional que

proviene directamente de las calderas (haciéndolo pasar primero por una válvula reductora antes de entrar al colector principal, ver figura 1.1), ya que el vapor de escape de las turbinas no es suficiente para cubrir la demanda de esta última sección. Dentro de la sección de alta presión (3.032 kPa) operan los siguientes equipos:

- Turbinas de los turbogeneradores.
- Turbinas que accionan los molinos.
- Turbinas que accionan las cuchillas.
- Turbina que acciona la bomba de alimentación a las calderas.
- Turbinas que accionan las bombas de inyección.
- Turbina que acciona el tiro inducido de la caldera N° 1.

Por otra parte, en la sección de baja presión o vapor de escape (184 kPa) se encuentran los equipos:

- Desaireador.
- Calentadores de jugo encalado.
- Pre-evaporadores.
- Calentador de meladura.
- Calentador de licor.

Adicionalmente se tiene la demanda de vapor por parte del secador de azúcar, este vapor se encuentra a un nivel intermedio de presión (963 kPa).

4.1.5 Demanda de vapor en la sección de alta presión.

La ecuación 4.13 corresponde al consumo de vapor en la sección de alta presión:

$$\dot{m}_{vap-alta} = \dot{m}_{vap-TG} + \dot{m}_{vap-Mol} + \dot{m}_{vap-C} + \dot{m}_{vap-BA} + \dot{m}_{vap-BI} + \dot{m}_{vap-TI} \quad \dots(4.13)$$

El consumo de vapor en cada una de las turbinas de la sección de alta presión se determina a través de un balance de energía, conociendo las condiciones termodinámicas del vapor a la entrada, las eficiencias, y la potencia demandada, así como la generada en el caso de los turbogeneradores. (Ver tablas 4.4 y 4.5).

Tabla 4.4. Condiciones termodinámicas del vapor en la entrada y salida isentrópica de las turbinas (sección alta presión).

	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg K)
Entrada	3.031,6065	398,8	3.228,3846	6,9140
Salida isentrópica	184,062	117,551	2.608,034	6,9140

Tabla 4.5. Eficiencias en turbinas de contrapresión.

Tipo	η (%)
Termodinámica (η_t)	65
Mecánica (η_m)	98,5
Caja reductora (η_c)	98
Generador (η_g)	96

Fuente: HUGOT, 1986 [13].

A continuación se presenta una descripción de cada equipo que consume vapor de alta presión y la metodología llevada a cabo para la determinación del flujo másico demandado.

Turbo-generadores.

El central cuenta con un departamento de generación de energía eléctrica, el cual abastece totalmente a la empresa. Esta energía eléctrica se obtiene a partir del trabajo mecánico desarrollado por las turbinas de vapor (turbinas de contrapresión). El departamento de generación dispone de tres turbogeneradores de 2.500 kJ/s (potencia nominal), sin embargo, actualmente solo operan dos a una tasa promedio de 1.580 kJ/s [datos del departamento de electricidad].

Para estas condiciones de trabajo se determina el flujo de vapor requerido por una turbina a través de la ecuación 4.14:

$$\dot{m}_{vap.c/turbo} = \frac{\dot{W}}{(h_e - h_{s-s}) \cdot \eta_t \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \quad \dots(4.14)$$

Al introducir los valores numéricos de las variables y las constantes de la ecuación 4.14, para el caso de los turbo-generadores, se tiene que el consumo de vapor para cada turbina es:

$$\dot{m}_{vap.c/turbo} = \frac{1.580}{(3.228,3846 - 2.608,0340) \cdot 0,65 \cdot 0,985 \cdot 0,96}$$

$$\dot{m}_{vap.c/turbo} = 4,1438 \text{ kg/s}$$

Ya que son dos (2) turbo-generadores, el flujo másico total consumido es:

$$\dot{m}_{vap-TG} = 8,2876 \text{ kg/s}$$

Molinos.

Los molinos son cilindros metálicos (llamados también “masas”) que tienen como finalidad extraer el jugo de la caña a través de un proceso de compresión continuo de la misma. En el central se tienen instaladas seis etapas de molienda, cada etapa consiste en tres “masas” accionadas por una turbina de vapor de contrapresión, entre el molino y la turbina se tiene una caja de engranajes que reduce la velocidad de rotación de las “masas”.

En este sentido, se tiene que para determinar la potencia necesaria para mover las “masas” se deben tomar en cuenta variables como diámetro del cilindro, velocidad de rotación, presión hidráulica aplicada, combinadas como lo muestra la ecuación 4.15 [13]:

$$\dot{W}_{molino} = 0,20(P)(D)(n) \quad \dots(4.15)$$

Además se tiene la ecuación 4.16 para el cálculo de la presión hidráulica total aplicada sobre el cilindro superior [13]:

$$P = \frac{2(Ph)(Ap)}{2205} \quad \dots(4.16)$$

Se disponen los siguientes valores [proporcionados por la empresa] para el cálculo de la potencia necesaria en un molino:

$$Ph = 2.400psi$$

$$Ap = 353,429 \text{ plg}^2$$

$$n = 7 \text{ rpm}$$

$$D = 1,04\text{m}$$

Al introducir los valores en la ecuación 4.16, se tiene:

$$P = 385 \text{ Ton}$$

Lo cual permite determinar la potencia necesaria, sustituyendo los valores en la ecuación 4.15:

$$\dot{W}_{molino} = 560,56 \text{ hp}$$

Sin embargo, el manual del ingeniero azucarero [13] recomienda que este valor teórico sea incrementado en 15%, por lo tanto la potencia demandada en cada molino es:

$$\dot{W}_{molino} = 644,644 \text{ hp} = 480,7116 \text{ kJ/s}$$

Luego al sustituir los valores en la ecuación 4.14 se determina el consumo de vapor en cada molino:

$$\dot{m}_{vap.c/molino} = 1,2350 \text{ kg/s}$$

Siendo seis molinos los instalados, se tiene el flujo de vapor total demandado en los molinos es:

$$\dot{m}_{vap-Mol} = 7,4100 \text{ kg/s}$$

Cuchillas.

Las cuchillas son las encargadas de preparar la caña para el proceso de molienda, ellas pican el tallo en finas astillas, lo cual facilita la extracción del jugo.

El accionamiento de las cuchillas se realiza mediante turbinas de vapor de contrapresión, tal como las utilizadas en los molinos. Para determinar la potencia demandada para su funcionamiento se plantea la ecuación 4.17 [13]:

$$\dot{W}_{cuchilla} = \frac{0,0025(k_C)(c)(f)(n)(R)}{P_C} \quad \dots(4.17)$$

A partir de información obtenida del departamento de producción, así como detalles técnicos facilitados por el departamento de proyectos se tiene;

$$k_C: 0,8$$

$$c: 245 \text{ Ton/h}$$

$$n: 600 \text{ rpm}$$

$$f: 15 \%$$

$$R: 83,82 \text{ cm}$$

$$P: 5,652 \text{ cm}$$

Sustituyendo los valores en la expresión 4.17 se determina la potencia requerida por cada cuchilla:

$$\dot{W}_{cuchilla} = 654,009 \text{ hp} = 487,6951 \text{ kJ/s}$$

Luego al plantear el balance de energía (ecuación 4.18) en la turbina de la cuchilla se determina el consumo de vapor para cada una de ellas:

$$\dot{m}_{vap-c/cuchilla} = \frac{\dot{W}}{(h_{ent}-h_{sal-s})\cdot\eta_t\cdot\eta_m\cdot\eta_c} \quad \dots(4.18)$$

Al sustituir los valores de las tablas 4.4 y 4.5, así como el de la potencia que requiere la cuchilla, se tiene:

$$\dot{m}_{vap-c/cuchilla} = 1,2529 \text{ kg/s}$$

Dado que el central trabaja con tres cuchillas simultáneamente, la demanda de vapor en las mismas será tres veces el calculado anteriormente:

$$\dot{m}_{vap-c} = 3,7588 \text{ kg/s}$$

Bomba de alimentación a las calderas.

La energía necesaria para mover la bomba de alimentación de agua a las calderas es proporcionada por una turbina de vapor de contrapresión. Para determinar el consumo de vapor en dicha turbina, se plantea el balance de energía de la ecuación 4.19:

$$\dot{m}_{vap-BA} = \frac{\dot{W}}{(h_{ent}-h_{sal-s})\cdot\eta_t\cdot\eta_m} \quad \dots(4.19)$$

Además de las condiciones termodinámicas, es necesario conocer la potencia demandada por la bomba (ecuación 4.20):

$$\dot{W}_{BA} = \frac{(\dot{V})(H)(\gamma)}{\eta_B} \quad \dots(4.20)$$

Siendo el flujo másico de vapor generado por las calderas 38,324 kg/s y la temperatura del agua de alimentación a las mismas es de 95°C ($\rho=961,5384$ kg/m³), entonces el caudal de agua que maneja la bomba, considerando el porcentaje de purga, es:

$$\dot{V} = 0,04105 \text{ m}^3/\text{s}$$

El peso específico del agua se precisa a partir de su temperatura (95°C) en las tablas termodinámicas.

$$\gamma_{H_2O@95^\circ C} = 9432,69 \text{ N/m}^3$$

La altura de bombeo, se calcula a partir de la ecuación 4.21:

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\gamma_{H_2O@95^\circ C}} \quad \dots(4.21)$$

A partir de los datos mostrados en el panel de control de las calderas se sabe que:

$$P_2 = 3.686,611 \text{ kPa}$$

Por otro lado, la presión en la succión se determina aplicando la ecuación 4.22, conociendo la altura del tanque de alimentación de la bomba, así como la presión interna en el mismo (ver figura 4.1).

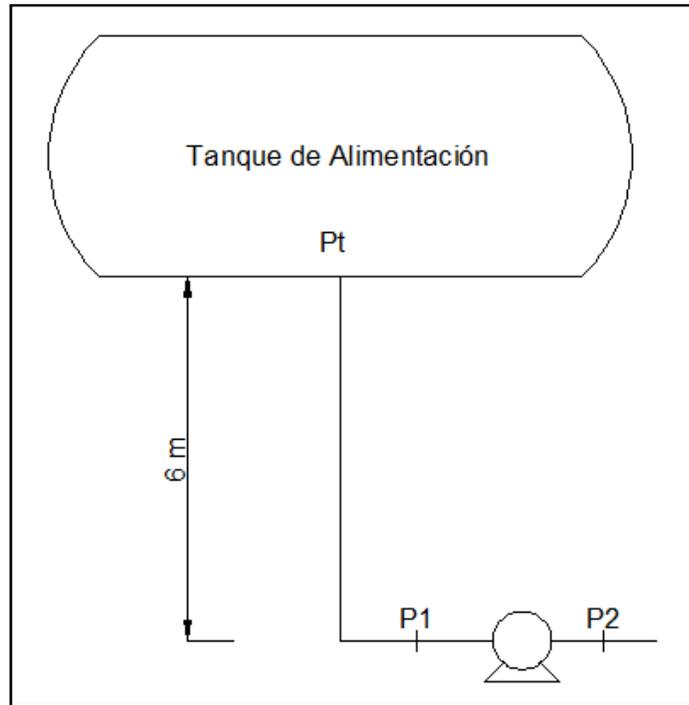


Figura 4.1. Diagrama para el cálculo de P_1 de la bomba de alimentación de agua a las calderas.

$$P_1 = P_t + z(\gamma_{H_2O@95^\circ c}) \quad \dots(4.22)$$

A partir de mediciones realizadas en campo, se establece:

$$P_t = 206,1851 \text{ kPa}$$

$$z = 6 \text{ m}$$

Entonces,

$$P_1 = 149,589 \text{ kPa}$$

En consecuencia,

$$H = 368,974 \text{ m. c. a}$$

Ya que la bomba es de 4 etapas, entonces la altura de bombeo para cada etapa es:

$$H_{etapa} = 92,24 \text{ m. c. a}$$

Luego para establecer la eficiencia de la bomba se recurre al cálculo de la velocidad específica de la misma, suponiendo que la bomba trabaja en su punto nominal, ya que no se dispone de sus curvas características, ver ecuación 4.23.

$$Nq = \frac{[n(\text{rpm})][\dot{V}(\text{m}^3/\text{s})]^{1/2}}{[H_{etapa}(\text{m})]^{3/4}} \quad \dots(4.23)$$

Para las condiciones de operación de la bomba:

$$Nq = 23,8$$

Por lo tanto, en la carta de estimación de eficiencias, se obtiene:

$$\eta_B \cong 78\% \text{ (Ver figura 4.2)}$$

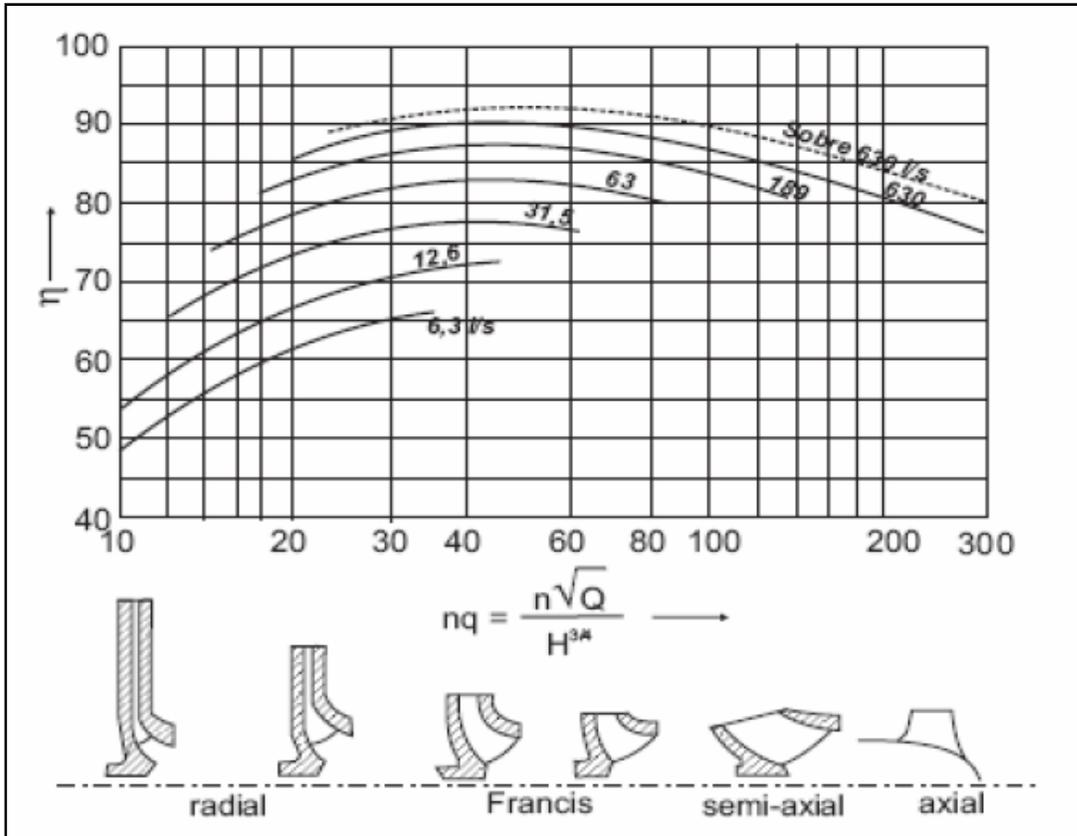


Figura 4.2. Carta de eficiencias para bombas según la velocidad específica.

Al sustituir los valores en la ecuación 4.20 se obtiene la potencia requerida por la bomba:

$$\dot{W}_{BA} = 178,588 \text{ kJ/s}$$

Luego al aplicar el balance de energía a la turbina se estima el consumo de vapor:

$$\dot{m}_{vap-BA} = 0,4496 \text{ kg/s}$$

Bombas de inyección.

Las bombas de inyección tienen por objetivo suministrar agua a los condensadores barométricos que son los encargados de realizar el cambio de fase del vapor vegetal producido en la fábrica. Análogamente al cálculo realizado en la bomba de alimentación a las calderas, se debe determinar la potencia requerida para las condiciones de operación. A partir de datos tomados en planta y suministrados por el departamento de producción se tiene:

$$P_2 = 549,486 \text{ kPa}$$

$$P_1 = 295 \text{ kPa}$$

$$n = 1.000 \text{ rpm}$$

$$\dot{V} = 1,1356 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\gamma_{H_2O@38^\circ c} = 9.730 \text{ N/m}^3$$

Al sustituir en la ecuación 4.21, los valores de P_1 , P_2 y el peso específico para la temperatura del agua, se obtiene la altura de bombeo:

$$H = 26,154 \text{ m. c. a}$$

Ya que no se disponen de las curvas características de las bombas de inyección, se supondrá que trabajan en su punto nominal, y se estimará su eficiencia en función de la velocidad específica (ecuación 4.23).

$$Nq = 92,15$$

Por lo tanto, la eficiencia de la bomba es:

$$\eta_B \cong 90\% \text{ (Ver figura 4.2)}$$

A partir de la ecuación 4.20 se determina la potencia requerida por cada bomba de inyección:

$$\dot{W}_{BI} = 321,0461 \text{ kJ/s}$$

El consumo de vapor en cada turbina de las bombas de inyección se determina con el de balance de energía:

$$\dot{m}_{vap-c/bomba\ inyeccion} = 0,8248 \text{ kg/s}$$

En consecuencia, para el accionamiento de las tres bombas de inyección se tiene una demanda de vapor de:

$$\dot{m}_{vap-BI} = 2,4744 \text{ kg/s}$$

Tiro Inducido.

Los ventiladores del tiro inducido de las calderas son los encargados de hacer fluir los humos de la combustión fuera del hogar de la misma a través de las chimeneas. En dos de las tres calderas mixtas, estos ventiladores son accionados por motores eléctricos (calderas N° 2 y N° 3), al igual que en la caldera compacta. Sin embargo en la caldera uno el movimiento del tiro inducido es generado por una turbina a vapor.

Se aproximará la demanda de energía del ventilador del tiro inducido de la caldera N° 1, a la potencia suministrada por el motor eléctrico que acciona al

ventilador del tiro inducido en la caldera N° 3, ya que operan en las mismas condiciones. Para determinar la potencia del ventilador del tiro inducido de la caldera N° 3, se tiene:

$$\dot{W}_{TI} = (Volt)(I)(\cos \phi)\sqrt{3} \quad \dots(4.24)$$

Del panel de control se obtuvieron los valores de voltaje, corriente y factor de potencia del motor eléctrico:

$$Volt = 4160 V$$

$$I = 42 A$$

$$\cos \phi = 0,8$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.24 se obtiene:

$$\dot{W}_{TI} = 242,099 \text{ kJ/s}$$

Realizando un balance de energía (ecuación 4.5) en la turbina del tiro inducido de la caldera N° 1 se puede determinar el vapor necesario para su accionamiento:

$$\dot{m}_{vap-TI} = 0,6335 \text{ kg/s}$$

Haciendo la sumatoria de los flujos anteriormente calculados, mediante la ecuación 4.13, se tiene que el consumo de vapor de alta presión es el siguiente:

$$\dot{m}_{vap-alta} = 23,0139 \text{ kg/s}$$

4.1.6 Demanda de vapor en la sección de baja presión.

La ecuación 4.25 corresponde al consumo de vapor en la sección de baja presión:

$$\dot{m}_{vap-baja} = \dot{m}_{vap-Des} + \dot{m}_{vap-CJ} + \dot{m}_{vap-PE} + \dot{m}_{vap-CM} + \dot{m}_{vap-CL} \quad \dots(4.25)$$

Las propiedades termodinámicas del vapor en la admisión y la descarga de los dispositivos de la sección de baja se presentan en la tabla 4.6.

Tabla 4.6. Condiciones termodinámicas del vapor en la entrada y salida de los dispositivos en la sección de baja presión.

	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg K)
Entrada	184,062	177,101	2825,1567	7,4451
Salida	184,062	117,551	493,4250	1,5013

A continuación se presenta una descripción de cada punto de consumo de vapor de baja presión y la metodología llevada a cabo para la determinación del flujo demandado.

Desaireador.

El desaireador es un dispositivo de flujo estable cuya función es dividir el agua de alimentación a la caldera en finas gotas, calentándolas para transformarlas en vapor dentro del mismo, con el fin de separar el aire, anhídrido carbónico y otros gases del vapor a medida que este se va condensando. Para tal fin, hace uso de vapor de escape de la sección de alta presión como fluido de calentamiento, el cual intercambia energía hasta llegar a una fase de líquido saturado.

La temperatura del agua de alimentación a las calderas dentro del desaireador varía desde 45°C hasta 95°C. Adicionalmente el flujo de agua que fluye por el desaireador es el manejado por la bomba de alimentación:

$$\dot{m}_{H_2O_{desaireador}} = 39,4737 \text{ kg/s}$$

Siendo el calor específico del agua de alimentación a las calderas:

$$C_p = 4,22 \text{ kJ/kg K}$$

Se plantea la ecuación 4.15 que representa el balance de energía entre los dos fluidos [18]:

$$\dot{m}_{vap-Des}(h_e - h_s) = \dot{m}_{H_2O}(C_p)(\Delta T) \quad \dots(4.26)$$

Sustituyendo los valores de la tabla 4.6 y el calor específico del agua en la ecuación 4.26 y despejando, se tiene:

$$\dot{m}_{vap-Des} = 3,5720 \text{ kg/s}$$

Calentadores de jugo encalado.

Los calentadores de jugo encalado son intercambiadores de calor que tienen como finalidad aumentar la temperatura del jugo de caña desde 85°C hasta 105°C a través del uso de vapor de escape como fluido de calentamiento (ver figura 4.3).

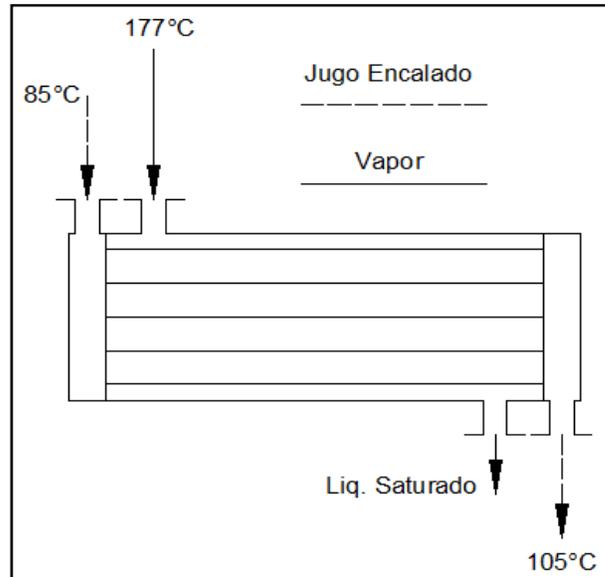


Figura 4.3. Diagrama de un calentador de jugo encalado.

De igual manera, pueden hacer uso de vapor vegetal para realizar el intercambio térmico, sin embargo según referencias de fábrica, dos de los cuatro calentadores hacen uso de vapor de baja presión.

A partir de la ecuación 4.27 se determina el flujo de jugo encalado que maneja cada intercambiador de calor [18].

$$\dot{m}_{\text{jugo encalado}} = GE - 4\%(GE) \quad \dots(4.27)$$

Donde:

GE : Flujo de guarapo encalado, ver ecuación 4.28 [18]:

$$GE = GM + 15\%(GM) \quad \dots(4.28)$$

GM : Flujo de guarapo mezclado (lbm/h), ver ecuación 4.29 [18]:

$$GM = (c)(91,87)\left(\% \frac{GM}{100}\right) \quad \dots(4.29)$$

Según datos del departamento de producción, para la zafra 2009:

$$c : 245 \text{ Ton/h}$$

$$\% \frac{GM}{100} : 0,98$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.29 el flujo de guarapo mezclado es:

$$GM = 529.391,688 \frac{\text{lbm}}{\text{h}} = 66,702 \text{ kg/s}$$

Así, el flujo de jugo encalado es:

$$\dot{m}_{\text{jugo encalado}} = 73,639 \text{ kg/s}$$

El calor específico a presión constante para soluciones azucaradas se determina a partir de la ecuación 4.30 [18]:

$$C_p = 1 - 0,006(Bx) \text{ (Btu/lbm } ^\circ\text{F)} \quad \dots(4.30)$$

Según datos de producción, la concentración del jugo encalado se encuentra en un valor promedio de 15 Bx, por lo tanto el valor del calor específico es:

$$C_p = 0,91 \text{ Btu/lbm } ^\circ\text{F} = 3,809 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

La ecuación 4.31 permite determinar la cantidad de vapor de baja presión necesario para realizar el aumento de temperatura del jugo encalado en dos intercambiadores de calor funcionando en paralelo [18].

$$\dot{m}_{vap-CJ}(h_e - h_s) = \frac{\dot{m}_{jugo\ encalado}}{2} (C_p)(\Delta T) \quad \dots(4.31)$$

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$\dot{m}_{vap\text{-}calentador\ jugo\ encalado} = 1,2029\ kg/s$$

Pre-evaporadores.

Los pre-evaporadores son intercambiadores de calor encargados de extraer agua del jugo clarificado a fin de aumentar la concentración de azúcar en el mismo, además por su funcionamiento generan vapor vegetal, el cual es utilizado como vapor de calentamiento en los distintos cuerpos de las baterías de evaporación así como vapor de cocimiento para los tachos. Para determinar la cantidad de vapor de escape requerido para aumentar la concentración de sacarosa en el jugo dentro del pre-evaporador, es necesario calcular la cantidad de vapor vegetal producido en el mismo, ver ecuación 4.32 [13]:

$$\dot{E} = \dot{m}_{jugo\ encalado} \left(1 - \frac{Bx_{entrada}}{Bx_{salida}}\right) \quad \dots(4.32)$$

A partir de los datos suministrados por el departamento de producción:

$$Bx_{entrada} = 15\ Bx$$

$$Bx_{salida} = 23\ Bx$$

Se calcula que el flujo de vapor vegetal producido es:

$$\dot{E} = 25,613 \text{ kg/s}$$

El vapor vegetal producido en los pre-evaporadores sale de los mismos en fase de vapor saturado a una presión de 156,4832 kPa, por tanto:

$$h_{g_{vapor\ vegetal}} = 2.222,654 \text{ kJ/kg}$$

Así se plantea la ecuación 4.33, de balance de energía entre los fluidos que permite determinar el flujo de vapor de baja presión requerido para la operación en cuestión.

$$\dot{m}_{vap-PE}(h_e) + \dot{m}_{jugo\ encalado}(h_{jugo\ encalado}) = \dot{m}_{vap-PE}(h_s) + \dot{E}(h_{g_{vapor\ vegetal}}) + \dot{m}_{jugo\ concentrado}(h_{jugo\ concentrado}) \dots (4.33)$$

A partir de la ecuación 4.30, y conociendo la concentración de la solución azucarada en la entrada (15 Bx) y en la salida (23 Bx) del pre-evaporador, así como sus temperaturas (105 °C a la entrada y 112,566 °C a la salida), se tiene:

$$h_{jugo\ encalado} = 399,945 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{jugo\ concentrado} = 406,147 \text{ kJ/kg}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.33 los valores de la tabla 4.6 así como la entalpía del vapor vegetal, se determina el flujo másico de vapor requerido en los pre-evaporadores:

$$\dot{m}_{vap-PE} = 25,337 \text{ kg/s}$$

Calentador de meladura.

El intercambiador de calor de meladura es el encargado de aumentar la temperatura de este fluido de alta concentración de sacarosa (60 Bx) desde una temperatura de 60°C hasta una temperatura de 92°C, para ello hace uso de vapor de baja presión como fluido de calentamiento (ver figura 4.4).

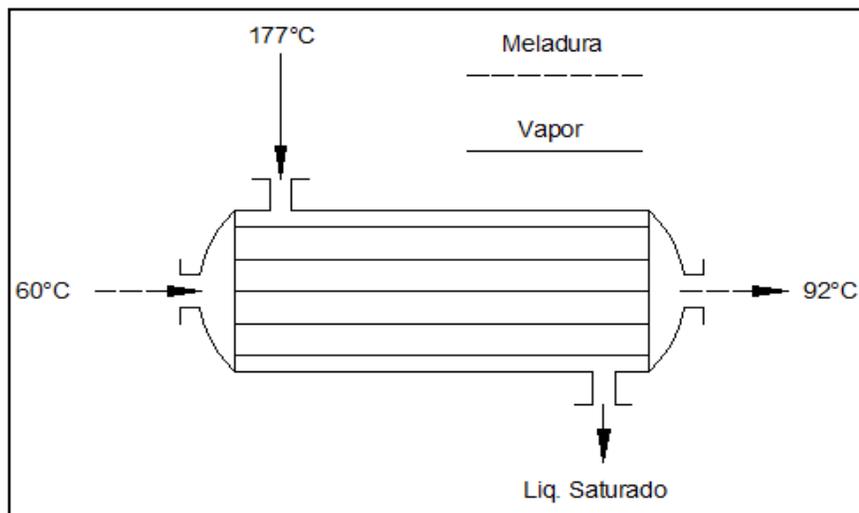


Figura 4.4. Diagrama de un calentador de meladura.

Para determinar el consumo del mismo es necesario estimar la cantidad de meladura producida para las condiciones de operación del central, (ver ecuación 4.34):

$$\dot{m}_{meladura} = \dot{m}_{jugo \text{ encalado}} - \dot{E}_{total} \quad \dots(4.34)$$

Donde:

\dot{E}_{total} : Vapor vegetal producido en los pre- evaporadores y múltiple efecto, ver ecuación 4.35 [13]:

$$\dot{E} = \dot{m}_{\text{jugo encalado}} \left(1 - \frac{Bx_{\text{entrada preevap.}}}{Bx_{\text{salida del multiple efect.}}} \right) \quad \dots (4.35)$$

Siendo:

$$Bx_{\text{salida del multiple efect.}} = 60 Bx$$

Entonces, al sustituir los valores en la ecuación 4.34 y en la ecuación 4.35 se obtiene el flujo de meladura:

$$\dot{m}_{\text{meladura}} = 18,41 \text{ kg/s}$$

A partir de la ecuación 4.30 se determina el calor específico para la meladura (Brix 60).

$$C_p = 0,646 \text{ Btu/lbm } ^\circ\text{F} = 2,7046 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

Así, es posible estimar el consumo de vapor para realizar este calentamiento a partir de la ecuación 4.36:

$$\dot{m}_{\text{vap-CM}}(h_e - h_s) = \dot{m}_{\text{meladura}}(C_p)(\Delta T) \quad \dots(4.36)$$

Siendo la demanda de vapor:

$$\dot{m}_{vap-CM} = 0,683 \text{ kg/s}$$

Calentador de licor.

En el intercambiador de calor de licor se aumenta la temperatura de este fluido en 17°C, desde 75°C hasta 92°C gracias al intercambio térmico con el vapor de baja presión (ver figura 4.5).

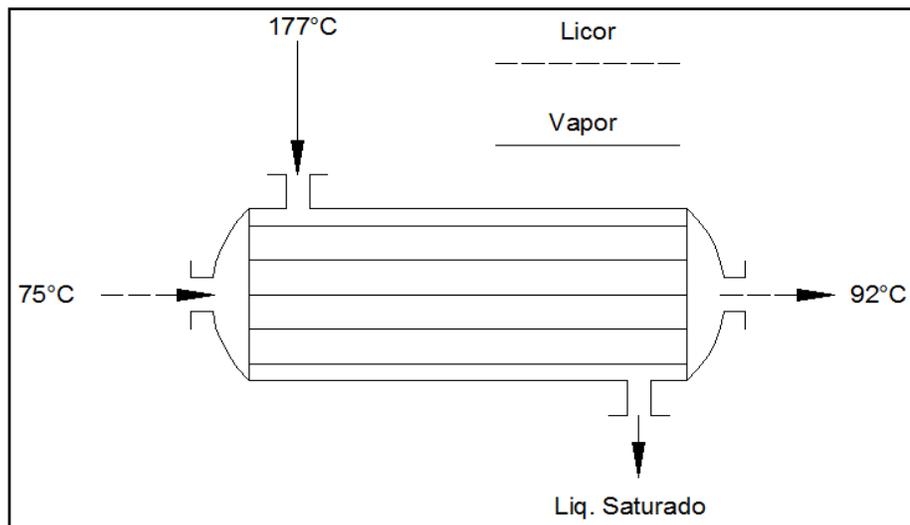


Figura 4.5. Diagrama de un calentador de licor.

El flujo de licor se determina a partir de la ecuación 4.37 [15]:

$$\dot{m}_{licor} = \frac{c(0,07)}{Bx_{licor}} \quad \dots (4.37)$$

A partir de datos referenciales del departamento de producción:

$$Bx_{licor} = 63 Bx$$

Se determina el calor específico del licor (ecuación 4.30):

$$C_p = 0,622 \text{ Btu/lbm } ^\circ\text{F} = 2,6041 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

Así, al sustituir los valores en la ecuación 4.37 y transformar unidades, el flujo de licor es:

$$\dot{m}_{licor} = 7,56 \text{ kg/s}$$

Planteando la expresión para el intercambio de energía entre los fluidos en el intercambiador de calor de licor se puede estimar el valor del flujo másico de vapor necesario, ver ecuación 4.38.

$$\dot{m}_{vap-CL}(h_e - h_s) = \dot{m}_{licor}(C_p)(\Delta T) \quad \dots(4.38)$$

De donde se obtiene:

$$\dot{m}_{vap-CL} = 0,1857 \text{ kg/s}$$

Luego al sustituir los valores en la ecuación 4.25 se determina la demanda de vapor en la sección de baja presión:

$$\dot{m}_{vap-baja} = 30,9798 \text{ kg/s}$$

4.1.7 Demanda de vapor en el secador de azúcar.

Una vez que son obtenidos los cristales de azúcar en la etapa de centrifugado, son transportados a un secador de tambor giratorio donde el aire caliente absorbe parte de la humedad del azúcar. Este aire que se introduce dentro del secador es calentado sensiblemente gracias a la transferencia de energía con el vapor proveniente de las calderas, al cual se le reduce la presión hasta 963 kPa. El intercambio energético ocurre en un intercambiador de calor que se encuentra justo a la entrada del tambor giratorio (ver figura 4.6).

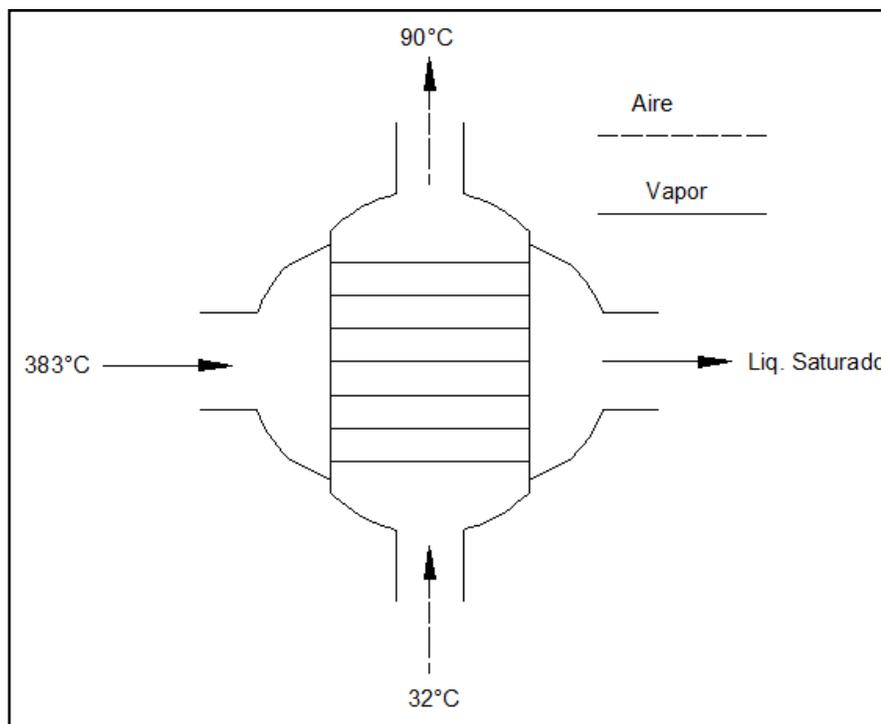


Figura 4.6. Diagrama del intercambiador de calor de flujo cruzado que está a la entrada del secador.

La tabla 4.7 muestra las propiedades termodinámicas del vapor en la entrada y la salida del intercambiador de calor:

Tabla 4.7. Propiedades termodinámicas del vapor en la entrada y salida del intercambiador de calor del secador.

	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg K)
Entrada	963,173	382,784	3.228,3846	7,4299
Salida	963,173	178,244	762,679	2,1222

La tabla 4.8 muestra las propiedades termodinámicas iniciales y finales del aire durante el proceso de calentamiento simple:

Tabla 4.8. Propiedades termodinámicas iniciales y finales del aire durante el proceso de calentamiento simple.

	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg _{as})	Humedad específica (kg/kg _{as})
Iniciales	101	32	78	0,018
Finales	101	90	411,4798	0,018

La ecuación de balance de energía aplicada en el intercambiador de calor (ecuación 4.39) permite determinar la cantidad de vapor necesario para llevar a cabo el calentamiento del aire en el secador:

$$\dot{m}_{vap-sec}(h_e - h_s) = \dot{m}_{aire}(h_{final} - h_{inicial}) \quad \dots(4.39)$$

Donde el flujo másico de aire recomendado (\dot{m}_{aire}) para el secador de azúcar que opera actualmente es 1,2889 kg/s [13]. Entonces, el flujo de vapor requerido en el secador de azúcar es:

$$\dot{m}_{vap-sec} = 0,1743 \text{ kg/s}$$

En síntesis, los requerimientos de vapor en las distintas secciones del sistema son los siguientes:

$$\dot{m}_{vap-alta} = 23,0139 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{vap-baja} = 30,9798 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{vap-sec} = 0,1743 \text{ kg/s}$$

Considerando que todo el vapor de la sección de alta presión luego de pasar por las turbinas se convierte en vapor de escape (baja presión), entonces existe una diferencia de 7,9639 kg/s de vapor que son enviados a la sección de baja presión directamente desde las calderas, haciéndole una reducción en la “válvula 12” que es la válvula reductora de presión de 3.032 kPa a 184 kPa.

4.2 Eficiencia energética del sistema.

Una vez cuantificada la cantidad de calor generado por la combustión en las calderas, así como los consumos de vapor útiles en la planta se puede calcular la eficiencia energética haciendo uso de la ecuación 2.15.

Donde la potencia útil en la fábrica se determina sumando las potencias útiles en cada turbina de contrapresión (ecuación 4.40):

$$\dot{W}_u = \dot{m}_{vap-alta}(h_{e-alta} - h_{s-alta}) \quad \dots(4.40)$$

Además el calor útil dentro del proceso productivo se calcula como la sumatoria de los calores transferidos en cada intercambiador de calor (ecuación 4.41):

$$\begin{aligned} \dot{Q}_u = & \dot{m}_{vap-sec}(h_{e-secador} - h_{s-secador}) \\ & + \dot{m}_{vap-baja}(h_{e-baja} - h_{s-baja}) \end{aligned} \quad \dots(4.41)$$

De este modo se tiene:

$$\dot{W}_u = 9.404,7267 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{Q}_u = 72.231,918 + 429,7724 = 72.661,69 \text{ kJ/s}$$

Por lo tanto, la eficiencia energética del sistema de vapor es:

$$\eta_I = 12,4 \%$$

4.3 Análisis exergético del sistema.

Una vez definido el sistema a analizar exergéticamente, es necesario establecer las condiciones termodinámicas del medio ambiente, ya que en base a las mismas se desarrollarán las estimaciones referentes a la metodología.

En este sentido, en la localidad de Carbonero Edo. Yaracuy, la temperatura promedio es de $T_0 = 32^\circ\text{C} = 305 \text{ K}$ y presión $P_0 = 101 \text{ kPa}$, valores que definen el estado de referencia para el análisis. Con estas propiedades, para el agua se define la entalpía y la entropía del estado muerto.

$$h_0 = 134 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 0,46412 \text{ kJ/kg K}$$

Por otro lado se deben definir los valores de las exergías específicas de cada uno de los flujos que entran y salen del sistema, a fin de contabilizar a través del balance exergético las pérdidas (Ver figura 4.7).

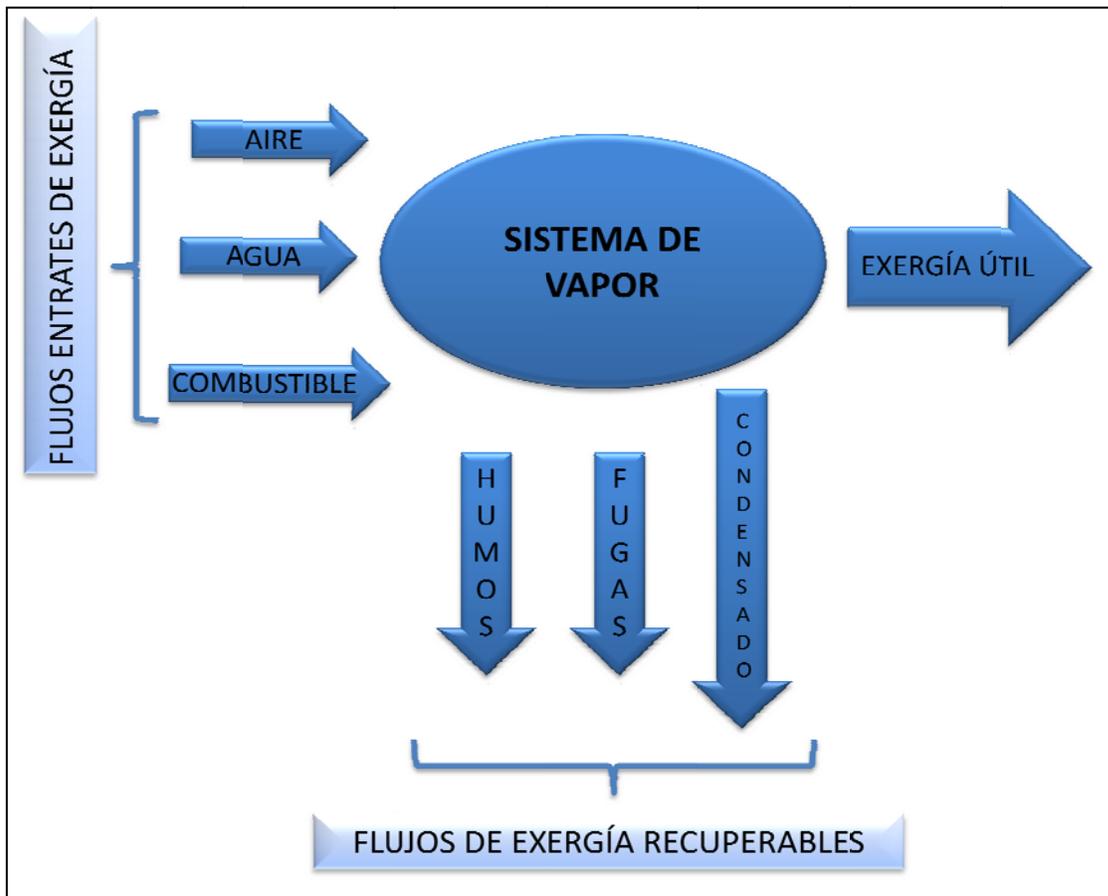


Figura 4.7. Balance de exergía del sistema de vapor.

4.3.1 Exergías específicas.

Flujos entrantes.

- Agua de alimentación a las calderas.

En el flujo de agua que entra a las calderas, para convertirse en vapor sobrecalentado, sólo se considerará la exergía térmica (ver figura 2.2). La tabla 4.9 muestra los valores de las propiedades termodinámicas del flujo en cuestión.

Tabla 4.9. Propiedades termodinámicas del agua de alimentación a las calderas.

	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg K)
Agua	3.686	95	398,09	1,2504

Sustituyendo los valores respectivos en la ecuación 4.42 para el cálculo de la exergía térmica se tiene:

$$ex = (h - h_o) - (T_o)(s - s_o) \quad \dots(4.42)$$

$$ex_{H_2O_{calderas}} = 24,1746 \text{ kJ/kg}$$

- Aire de suministro.

La exergía específica del aire de suministro para las condiciones ambientales presentes de 32°C y presión atmosféricas es [8]:

$$ex_{aire} = 3,2098 \text{ kJ/kg}$$

- Combustible.

Siendo los combustibles utilizados bagazo y diesel se tiene que según investigaciones anteriores:

$$ex_{bagazo} = 7.440 \text{ kJ/kg [4]}$$

$$ex_{diesel} = 42.252 \text{ kJ/kg [1]}$$

Flujos útiles.

- Vapor de entrada a la sección de alta presión.

Sustituyendo los valores de la tabla 4.4 en la ecuación 4.42 y tomando en consideración los valores de entalpía y entropía del estado muerto, se tiene:

$$ex_{vapor_{alta}} = 1.127,0712 \text{ kJ/kg}$$

- Vapor de entrada al secador de azúcar.

Tomando en cuenta la exergía térmica que este flujo de vapor posee, al sustituir los valores de la tabla 4.7 en la ecuación 4.42, se obtiene:

$$ex_{vapor_{secador}} = 969,7217 \text{ kJ/kg}$$

- Vapor de admisión a equipos de baja presión.

En la tabla 4.6 se presentan los valores de entalpía y entropía del vapor de baja presión, al considerar su exergía térmica se tiene:

$$ex_{vapor_{baja}} = 558,3198 \text{ kJ/kg}$$

Flujos Recuperables.

- Humos de combustión.

La exergía específica de los humos de combustión se determina a partir de la ecuación 4.43 por tratarse de un gas ideal no reactivo [8]:

$$ex_{GINR} = C_{p(T)} \left[(T - T_0) - T_0 \left(\ln \frac{T}{T_0} \right) \right] \quad \dots(4.43)$$

En este orden de ideas, se debe determinar el calor específico a presión constante de los humos de combustión tanto para las calderas mixtas, como para la caldera compacta de gasoil. La ecuación 4.44 permite determinar el calor específico de una mezcla de gases en función de la temperatura y conociendo los productos de la combustión [6]:

$$C_{p(T)} = \sum f_{m_i} (C_{p_{i(T)}}) \text{ (kJ/kg K)} \quad \dots (4.44)$$

Donde:

$$f_{m_i} = \frac{\text{masa compuesto}}{\text{masa de la mezcla de gases}} \quad \dots(4.45)$$

La tabla 4.10 presenta los calores específicos a 507 K para los distintos compuestos de los humos de combustión en las calderas mixtas, así como las fracciones másicas:

Tabla 4.10. Calores específicos a 507 K y fracciones másicas de humos de combustión en calderas mixtas.

Compuesto	Fracción másica (f_{m_i})	Calor específico $C_{p_{i(507K)}} (kJ/kg K)$
Dióxido de carbono (CO_2)	0,1127	1,018
Monóxido de carbono (CO)	$8,9723 \times 10^{-4}$	1,0646
Nitrógeno (N_2)	0,7348	1,057
Agua (H_2O)	0,0489	1,8723
Oxígeno(O_2)	0,1025	0,974

Sustituyendo los valores de la tabla 4.10 en la ecuación 4.44:

$$C_{p(507K)} = 1,0835 \text{ kJ/kg K}$$

De forma análoga se presenta en la tabla 4.11 los valores de fracción másica y calor específico a presión constante para los humos de combustión en la caldera N° 4.

Tabla 4.11. Calores específicos a 533 K y fracciones másicas de humos de combustión en la caldera compacta.

Compuesto	Fracción másica (f_{m_i})	Calor específico $C_{p_{i(533K)}} (kJ/kg K)$
Dióxido de carbono (CO_2)	0,164	1,018
Nitrógeno (N_2)	1,057	1,057
Agua (H_2O)	0,07277	1,8723
Oxígeno(O_2)	0,0367	0,974

En consecuencia el calor específico de los humos de combustión en la caldera 4 es:

$$C_{p(533K)} = 1,1067 \text{ kJ/kg K}$$

Al sustituir los valores de los calores específicos, así como las temperaturas, se obtienen las exergías específicas de los humos de combustión en las calderas mixtas y de la caldera compacta, respectivamente:

$$ex_{\text{humos calderas mixtas}} = 50,923 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_{\text{humos caldera diesel}} = 52,01405 \text{ kJ/kg}$$

- Condensado.

Vapor condensado en el secador de azúcar.

El vapor de calentamiento del aire en el secador de azúcar sale del intercambiador de calor como líquido saturado a una presión de 963 kPa. De esta manera, la entalpía del líquido saturado a esa presión es $h_f = 755,313$ kJ/kg y la entropía $s_f = 2,1222$ kJ/kg K, por tal motivo la exergía térmica de este fluido es:

$$ex_{\text{condensado secador}} = 65,5366 \text{ kJ/kg}$$

Vapor condensado en los calentadores de meladura y de licor.

El vapor de baja presión usado como fluido de calentamiento en los intercambiadores de calor para la meladura y el licor, se convierte en condensado y luego es enviado al drenaje, desaprovechando el contenido exergético del flujo. Dicho contenido exergético por unidad de masa se estima en función de las propiedades del líquido saturado a la presión de baja (184 kPa) (ver tabla 4.6).

$$ex_{\text{condensado melad/licor}} = 42,9851 \text{ kJ/kg}$$

Vapor condensado por pérdidas de calor en tuberías.

El flujo de vapor condensado por pérdidas de calor en tuberías tendrá una exergía específica variable en función del sector donde se condensa. A continuación, se muestra las propiedades del condensado para las distintas secciones en la tabla 4.12, se estima que dicho condensado sale del sistema de vapor en fase de líquido saturado:

Tabla 4.12. Entalpía y entropía del vapor condensado por pérdidas de calor en tuberías.

	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg K)
Vapor en alta presión (3.031,6 kPa)	1.010,916	2,650
Vapor al secador azúcar (963,17 kPa)	755,313	2,122
Vapor en baja presión (184,06 kPa)	493,425	1,501

Luego el valor de la exergía por unidad de masa es determinado a partir de la ecuación 4.42 y de los datos de la tabla 4.12 (ver tabla 4.13):

Tabla 4.13. Exergía específica del vapor condensado por pérdidas de calor en tuberías.

	Exergía (kJ/kg)
Vapor en alta presión (3.031,6 kPa)	160,222
Vapor al secador azúcar (963,17 kPa)	65,536
Vapor en baja presión (184,06 kPa)	42,985

- Vapor perdido por fugas.

En el sistema de vapor del central no se cuenta con medidores de flujo que permitan determinar la cantidad de vapor que va por las tuberías y así poder determinar también la cantidad de vapor de fugas, por esta razón se hace la siguiente suposición: en sistemas que operan en dos niveles de presión diferentes, usualmente la mayor parte de las pérdidas se presentan en las zonas de alta presión, por otro lado casi tres cuartas partes de los equipos que operan con vapor se encuentran en esta zona, por tales motivos se estima que el 70% de las pérdidas ocurren con las condiciones energéticas y exergéticas de esta sección y el restante 30 % con las condiciones termodinámicas de la zona de baja presión.

Entonces la exergía específica del 70% este vapor perdido será:

$$ex_{fugas_{alta}} = 1.127,0712 \text{ kJ/kg}$$

La exergía específica del restante 30% del vapor perdido es:

$$ex_{fugas_{baja}} = 558,3198 \text{ kJ/kg}$$

4.3.2 Balance de exergía.

A continuación se presentan los flujos másicos, así como el flujo de exergía por unidad de tiempo de cada uno de los fluidos que entran y salen del volumen de control. También se muestran los flujos de exergía útiles en el proceso, esto permitirá contabilizar las pérdidas debido a irreversibilidades presentes en el sistema de vapor (ecuación 2.16).

Exergías entrantes.

- Agua de alimentación.

Conocidos el flujo de agua de alimentación a las calderas (39,4727 kg/s), así como la exergía específica de la misma (24,1746 kJ/kg), se determina el contenido exergético por unidad de tiempo del flujo en cuestión:

$$\dot{E}x_{H_2O_{alimentacion\ calderas}} = 954,260\text{ kJ/s}$$

- Combustible.

La tabla 4.14 muestra los flujos de bagazo y gasoil en cada caldera, el contenido de exergía de cada combustible por unidad de tiempo y la exergía total del flujo de combustible que entra.

Tabla 4.14. Exergía del combustible.

	$\dot{m}_{bagazo} \left(\frac{kg}{s}\right)$	$\dot{m}_{gasoil} \left(\frac{kg}{s}\right)$	$\dot{E}x_{bagazo} \left(\frac{kJ}{s}\right)$	$\dot{E}x_{gasoil} \left(\frac{kJ}{s}\right)$	$\dot{E}x_{comb.} \left(\frac{kJ}{s}\right)$
Caldera 1	6,481	0,572	48.218,64	24.168,144	72.386,784
Caldera 2	6,481	0,4896	48.218,64	20.686,579	68.904,219
Caldera 3	6,481	0,4913	48.218,64	20.758,4076	68.977,0476
Caldera 4	0	0,2006	0	8.475,751	8.475,751

Al realizar la sumatoria de los flujos de exergía que entran con el combustible de cada caldera, se tiene:

$$\dot{E}x_{combustible} = 218.743,8016 \text{ kJ/s}$$

- Aire de suministro.

La cantidad de aire de suministro se determinará a partir de la relación aire combustible, tanto para las calderas mixtas como para la caldera compacta de gas-oil. A partir de la ecuación de combustión en las calderas y usando la ecuación de relación aire combustible en base masa (ecuación 2.25) se obtiene:

$$A/C_{masa} = 22,371$$

Valor a partir del cual se determina la cantidad de aire necesario para la combustión. (Ver tabla 4.15).

Tabla 4.15. Flujo de aire de entrada en las calderas mixtas.

	$\dot{m}_{aire} \left(\frac{kg}{s} \right)$
Caldera 1	157,7826
Caldera 2	155,9392
Caldera 3	154,6350

Por otro lado, la relación aire combustible para la caldera 4 es:

$$A/C_{masa} = 17,896$$

En consecuencia, el flujo de aire de entrada a la caldera es:

$$\dot{m}_{aire} = 3,59 \left(\frac{kg}{s}\right)$$

De este modo es posible cuantificar la tasa de exergía con la que entra el aire al sistema para cada caldera (ver tabla 4.16).

Tabla 4.16. Exergía del aire de entrada en las calderas mixtas.

	$\dot{Ex}_{aire} \left(\frac{kJ}{s}\right)$
Caldera 1	506,4505
Caldera 2	500,5336
Caldera 3	496,3474
Caldera 4	11,523

Realizando la sumatoria de las exergías que entran con el aire en todas las calderas, se tiene:

$$\dot{Ex}_{aire} = 1514,8545 \text{ kJ/s}$$

La ecuación 4.46 permite contabilizar la exergía de entrada al sistema.

$$\sum \dot{E}x_e = \dot{E}x_{aire} + \dot{E}x_{combustible} + \dot{E}x_{H_2O_{cald}} \quad \dots(4.46)$$

Sustituyendo los valores previamente calculados en la ecuación anterior, se tiene:

$$\sum \dot{E}x_{entrada} = 221.212,9161 \text{ kJ/s}$$

Exergías útiles.

Una vez conocidos los consumos de vapor en las secciones de alta presión baja presión y el secador de azúcar, así como la exergía específica del vapor en la admisión de los equipos de todos los sectores del sistema, se presentan los valores de la exergía útil por unidad de tiempo. (Ver tabla 4.17).

Tabla 4.17. Exergía Útil.

	$\dot{m}_{vapor} \left(\frac{kg}{s}\right)$	$\dot{e}x_{vapor} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$\dot{E}x_{util} (kJ/s)$
Alta presión (3.032 kPa)	23,3236	1.127,0712	26.287,3578
Secador de azúcar (963 kPa)	0,1743	969,7217	169,0224
Baja presión (184 kPa)	30,9778	558,3198	17.295,5191

La cantidad de exergía aprovechada se determina mediante la suma de las exergías útiles en los sectores de alta y baja presión así como en el secador de azúcar:

$$\sum \dot{E}x_u = 43.751,8993 \text{ kJ/s}$$

Exergía recuperable.

La recuperación de la energía térmica de los humos de combustión para precalentamiento representa una de las principales oportunidades de ahorro energético, lo cual a su vez aumentaría la eficiencia del sistema en estudio. De igual modo el aprovechamiento de condensados producidos por la red debido a la transferencia de calor a los alrededores, así como el vapor perdido por fugas, representan un potencial energético recuperable. Dicho potencial se cuantifica a continuación:

- Humos de combustión.

La tabla 4.18 presenta los valores de la exergía arrojada al ambiente en los humos de combustión para cada chimenea.

Tabla 4.18. Exergía de los humos de combustión.

	$\dot{m}_{humos} \left(\frac{kg}{s}\right)$	$ex_{humos} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$\dot{E}x_{humos} (kJ/s)$
Caldera N° 1	164,8356	50,923	8.393,9232
Caldera N° 2	162,9098	50,923	8.295,8557
Caldera N° 3	161,5473	50,923	8.226,4731
Caldera N° 4	3,7906	52,0140	197,1644

Luego se realiza una sumatoria de la exergía arrojada al ambiente en los humos de combustión y se tiene:

$$\dot{E}x_{humos} = 25.113,4164 \text{ kJ/s}$$

- Condensado.

Producido en el secador de azúcar.

Partiendo del hecho que todo el vapor que entra al secador de azúcar sale como líquido saturado entonces se tendría un contenido exergético aprovechable de:

$$\dot{E}x_{condensado_{secador}} = 11,4230 \text{ kJ/s}$$

Producido en los calentadores de meladura y de licor.

El condensado recuperable producto del intercambio de calor con los flujos de meladura y el licor tiene una exergía por unidad de tiempo:

$$\dot{E}x_{condensado_{melad/licor}} = 37,3411 \text{ kJ/s}$$

Producido por pérdidas de calor en las tuberías.

El cálculo de pérdidas de calor en las tuberías, que distribuyen el vapor a el central, se hace tomando en cuenta los efectos de la convección natural al aire desde la superficie externa de los tubos, y se desprecian los efectos de

la radiación, ya que la diferencia entre la temperatura de la superficie externa de los tubos y la de los alrededores es muy pequeña.

Para calcular la transferencia de calor por convección, se hizo necesaria la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección (h_{conv}), por medio de correlaciones del tipo que muestra la ecuación 2.35; para el caso de tuberías horizontales y la 2.37; para tuberías verticales. Para determinar la temperatura en la superficie externa de los tubos se utilizó un pirómetro, con el cual se tomaron lecturas de distintos puntos de las tuberías. Se observó que para tuberías de un mismo sector, la temperatura en la superficie externa de los tubos se mantenía prácticamente uniforme, por lo que se estableció una temperatura promedio para tuberías de un mismo sector. Dichos sectores se clasifican de acuerdo a los equipos que se encuentran conectados con dichas tuberías. Además se observó que para tuberías utilizadas en aplicaciones similares, más específicamente en el caso de las tuberías de admisión y escape de las turbinas, las temperaturas eran aproximadamente iguales, por lo que para este grupo de tuberías se estableció también una temperatura promedio.

Como ejemplo de cálculo se determina el coeficiente de transferencia de calor por convección h , para la tubería que va desde la salida de la caldera 4, hasta la trampa de condensado donde se une con la salida de las calderas N° 1, N° 2 y N° 3. Cabe destacar que esta tubería es de un mismo diámetro, y que su temperatura es prácticamente uniforme en toda la superficie, de aquí que, el siguiente procedimiento se debe aplicar cada vez que haya un cambio de diámetro en la tubería, y/o cambios en la temperatura exterior de la tubería.

De la ecuación 2.35 se tiene que:

$$h_{conv} = 1.133 \left(\frac{82^\circ\text{C} - 32^\circ\text{C}}{0,3207} \right)^{1/4} = 4,0035 \frac{\text{kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} = 4,653 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Siendo la tubería de diámetro nominal 0,2032 m (8 pulgadas), y calibre 80 (*Schedule*), el diámetro externo es de 0,2191 m (8,625 pulgadas), la cual tiene un recubrimiento de fibra de vidrio de 0,0508 m (2 pulgadas), el diámetro externo queda como:

$$D_o = 2 \cdot \left(\frac{0,2191}{2} + 0,0508 \right) = 0,3207 \text{ m}$$

Ya obtenido el coeficiente de convección, se procede a determinar la transferencia de calor por unidad de longitud:

$$q_L = \frac{T_s - T_0}{\frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv}}} = \frac{82 - 32}{\frac{1}{2\pi(0,16035)(4,653)}} = 234,393 \frac{\text{W}}{\text{m}}$$

Así, sólo queda determinar el calor que se pierde a lo largo de la tubería, multiplicando q_L por la longitud de cada tramo. Los resultados se muestran en la tabla 4.19:

Tabla 4.19. Pérdidas de calor en las tuberías horizontales a la salida de la caldera N°4.

Tramo	L(m)	Q _L (W/m)	Q(W)
1	5,2	234,393	1.218,844
2	15	234,393	3.515,895
3	12	234,393	2.812,716
4	1	234,393	234,393
5	2,5	234,393	585,9825
6	22	234,393	5.156,646
7	5	234,393	1.171,965
Total=			14.696,441

El procedimiento anterior se sigue para los demás sectores de tuberías, los resultados se muestran en la tabla 4.20:

Tabla 4.20. Pérdidas de calor en las tuberías horizontales del sistema de vapor.

Sector	Q(W)
Salida de la caldera 4.	14.696,441
Salida de las calderas 1,2 y 3.	15.164,243
Distribución a turbinas de los molinos.	10.435,972
Distribución a turbo-generadores.	3.757,439
Distribución a turbinas de las picadoras.	19.755,436
Distribución a turbinas de bombas de inyección.	19.891,483
Distribución a turbina del tiro inducido de la caldera 1 y la reducción a 12 psi.	9.176,307
Distribución a la turbina de la bomba de alimentación a las calderas.	1.771,2576
Distribución hacia el secador (con aislante).	1.628,655
Distribución hacia el secador (sin aislante).	55.496,222
Descarga de las turbinas de los molinos.	9.281,018
Descarga de las turbinas de los turbo-generadores.	2.367,557
Descarga de las turbinas de las picadoras.	10.754,665
Descarga de las turbinas de las bombas de inyección.	14.745,666
Descarga de la turbina del tiro inducido de la caldera 1.	6.893,172
Salida de la válvula de reducción a 12 psi.	6.579,846
Descarga de la turbina de la bomba de alimentación a las calderas.	3.603,249
Colector principal de vapor de escape de las turbinas.	1.0081,057
Distribución hacia el desaereador.	2.194,0625
Distribución hacia los calentadores de jugo encalado.	2.755,763
Distribución hacia los pre-evaporadores.	2.335,766
Distribución hacia el calentador de meladura.	852,832
Distribución hacia el calentador de licor.	979,386
Total=	225.197,495

De la ecuación 2.37, se tiene que:

$$h_{conv} = 1.217 \left(\frac{82^{\circ}\text{C} - 32^{\circ}\text{C}}{2,6} \right)^{1/4} = 2,55 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{ }^{\circ}\text{C}} = 2,96 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Como puede observarse el coeficiente de convección h_{conv} depende de la longitud o altura del tramo de tubería vertical, por tal razón debe calcularse

un coeficiente de convección para cada altura diferente, a continuación se muestran, en la tabla 4.21, los coeficientes para cada tramo:

Tabla 4.21. Coeficientes de convección de las tuberías verticales a la salida de la caldera N° 4.

Tramo	L(m)	h_{conv} (kcal/h.m ² .°C)	h_{conv} (W/m ² .K)
1	2,6	2,55	2,96
2	3	2,46	2,86
3	2	2,72	3,16
4	4	2,29	2,66
5	4	2,29	2,66
6	3,5	2,37	2,75

Luego para determinar el calor perdido por cada tramo se hace uso de la Ley de Enfriamiento de Newton:

$$\dot{Q} = A_{Sup} h_{conv} \Delta T \quad \dots(4.47)$$

Siendo el área superficial:

$$A_{Sup} = \pi D_0 L \quad \dots(4.48)$$

Por lo tanto:

$$\dot{Q} = \pi(0,3207)(2,6)(2,96)(82 - 32) = 387,69 \text{ W}$$

Finalmente, en la tabla 4.22, se muestran las pérdidas de calor para cada tramo:

Tabla 4.22. Pérdidas de calor en las tuberías verticales a la salida de la caldera N° 4.

Tramo	L(m)	D _{ext} (m)	T _s (°C)	T _∞ (°C)	h_{conv} (W/m ² .K)	Q(W)
1	2,6	0,3207	82	32	2,96	387,69
2	3	0,3207	82	32	2,86	432,22
3	2	0,3207	82	32	3,16	318,37
4	4	0,3207	82	32	2,66	536,00
5	4	0,3207	82	32	2,66	536,00
6	3,5	0,3207	82	32	2,75	484,86
Total=						2.695,14

El procedimiento anterior se debe repetir para cada altura de tubería, con la temperatura superficial correspondiente. A continuación se muestran los resultados totales en la tabla 4.23:

Tabla 4.23. Pérdidas de calor en las tuberías verticales del sistema de vapor.

Sector	Q(W)
Salida de la caldera 4.	2.695,14
Salida de las calderas 1,2 y 3.	1.726,89
Distribución a turbinas de los molinos.	5.503,94
Distribución a turbo-generadores.	1.047,01
Distribución a turbinas de las picadoras.	3.001,24
Distribución a turbinas de bombas de inyección.	1.134,08
Distribución a turbina del tiro inducido de la caldera 1 y la reducción a 12 psi.	732,35
Distribución a la turbina de la bomba de alimentación a las calderas.	630,84
Distribución hacia el secador (con aislante).	239,80
Distribución hacia el secador (sin aislante).	2.410,58
Descarga de las turbinas de los molinos.	3.145,70
Descarga de las turbinas de los turbo-generadores.	601,18
Descarga de las turbinas de las picadoras.	1.408,30
Descarga de las turbinas de las bombas de inyección.	2.770,08
Descarga de la turbina del tiro inducido de la caldera 1.	221,36
Salida de la válvula de reducción a 12 psi.	371,27
Descarga de la turbina de la bomba de alimentación a las calderas.	371,27
Colector principal de vapor de escape de las turbinas.	683,90
Distribución hacia el desaerador.	947,03
Distribución hacia los calentadores de jugo encalado.	2.348,57
Distribución hacia los pre-evaporadores.	1.590,09
Distribución hacia el calentador de meladura.	95,94
Distribución hacia el calentador de licor.	21,88
Total=	33.698,44

Una vez totalizadas las pérdidas de calor es necesario clasificar las pérdidas de cada sección de la planta por separado, esto es, pérdidas en tuberías de vapor de alta presión (3.032 kPa), pérdidas en la sección de vapor intermedio (963 kPa) y pérdidas en la sección de baja presión ó vapor de escape (184 kPa). La clasificación permitirá calcular el flujo de condensado, el cual depende de las propiedades del vapor y del calor perdido. A continuación se muestra la clasificación en la tabla 4.24:

Tabla 4.24. Pérdidas de calor por sección y pérdidas totales.

Sección de la planta	Q(W)
Vapor de alta presión (3.032 kPa)	111.120,069
Vapor de presión intermedia (963 kPa)	59.775,257
Vapor de baja presión (184 kPa)	88.000,6095
Total=	258.895,936

Luego para determinar el flujo de condensado producido en cada sección de la red se aproxima el calor transferido al ambiente a través de las tuberías al producido por la condensación del vapor en cada sector [8] dando como resultado los valores mostrados en la tabla 4.25:

Tabla 4.25. Flujo de condensado producido por pérdidas de calor en la red de tuberías.

	$h_{fg}(kJ/kg)$	$\dot{m}_{condensado} (\frac{kg}{s})$
Vapor condensado de alta presión (3.032 kPa)	1.792,218	0,062
Vapor condensado de presión intermedia (963 kPa)	2.020,372	0,029
Vapor condensado de baja presión (184 kPa)	2.208,960	0,039
Total =		0,13

Se determina la exergía recuperable contenida en el condensado producido por pérdidas de calor en las tuberías de vapor mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{E}x_{\text{condensado}_{\text{pérdidas calor}}} = \sum \dot{m}_{\text{condensado}_{\text{pérdidas calor}}} \cdot ex_{\text{sector correspondiente}}$$

...(4.49)

Sustituyendo los valores de las tablas 4.25 y 4.13 en la ecuación anterior se tiene que el flujo de exergía es:

$$\dot{E}x_{\text{condensado}_{\text{pérdidas calor}}} = 13,510 \text{ kJ/s}$$

Así, la tasa de exergía recuperable contenida en el condensado es determinada mediante la ecuación 4.50:

$$\begin{aligned} Ex_{\text{condensado}} = \\ \dot{E}x_{\text{condensado}_{\text{pérdidas calor}}} + \dot{E}x_{\text{condensado}_{\text{melad/licor}}} + \dot{E}x_{\text{condensado}_{\text{secador}}} \quad \dots(4.50) \end{aligned}$$

Al sustituir los valores correspondientes, se tiene:

$$Ex_{\text{condensado}} = 62,2748 \text{ kJ/s}$$

- Fugas.

Conocido el flujo de vapor producido en las calderas, el demandado en las secciones de alta presión, baja presión y el secador de azúcar, así como el condensado producto de la pérdida de calor en las tuberías, se plantea la

ecuación 4.51 como balance de masa a fin de determinar el flujo de vapor perdido por fugas:

$$\dot{m}_{vap.fugas} = \dot{m}_{vap.generado} - \dot{m}_{vap.demandado} - \dot{m}_{condensado\ perdid\ calor} \dots(4.51)$$

Esto es:

$$\dot{m}_{vap.fugas} = 7,3442 \text{ kg/s}$$

Luego la exergía desperdiciada en fugas se estima mediante la ecuación 4.52:

$$\dot{E}x_{fugas} = (0,7)\dot{m}_{vap.fugas}(1127,0712) + (0,3)\dot{m}_{vap.fugas}(558,3198) \dots(4.52)$$

$$\dot{E}x_{fugas} = 7.784,894 \text{ kJ/s}$$

La ecuación 4.53 permite contabilizar la tasa de exergía que es arrojada al ambiente y puede ser recuperada.

$$\sum \dot{E}x_r = \dot{E}x_{fugas} + \dot{E}x_{condensado} + \dot{E}x_{humos} \dots(4.53)$$

Es decir:

$$\sum \dot{E}x_r = 32.960,586 \text{ kJ/s}$$

Aplicando la ecuación de balance exergético es posible estimar las pérdidas por irreversibilidades, ver ecuación 2.16.

$$I_{irr} = 144.500,4308 \text{ kJ/s}$$

4.3.3 Eficiencia exergética.

La eficiencia exergética del sistema de vapor, se calcula a partir de la ecuación 2.18.

$$\eta_{II} = 34,44\%$$

4.4 Puntos críticos.

El aprovechamiento de los recursos energéticos en cualquier sistema está estrechamente vinculado a un aumento de la eficiencia con que se usan los mismos. Para aumentar la eficiencia de un proceso existente, es necesario en muchos casos, modificar un equipo o cambiar algún procedimiento de operación dentro del sistema, lo cual requiere de una determinada inversión.

Por lo tanto, es importante precisar los puntos donde se puede obtener el máximo beneficio energético y económico. Para lograr esto, se deben determinar las características de operación de los fluidos de trabajo en diferentes sectores del sistema, así como, las pérdidas involucradas en cada proceso y su impacto sobre la eficiencia del sistema. A partir de este conocimiento desarrollado en el análisis exergético es posible tomar decisiones prácticas que permitan aumentar la eficiencia del sistema.

Las mejoras más significativas en el uso de los recursos energéticos se logran en los sectores más intensamente energéticos dentro de la industria,

debido que en los mismos es donde se hace uso de la mayor parte de la energía de alta calidad. Por lo anterior, se precisan a las **calderas mixtas** como punto crítico para el aprovechamiento energético.

Por otro lado es importante considerar el **flujo de vapor a través de la válvula reductora “12”**. Este vapor entra a la válvula con una presión de 3.032 kPa (425 psi, presión de operación de la caldera) y la abandona a 184 kPa (12 psi, presión del vapor usado en la sección de baja), esta disminución en la calidad de la energía (exergía) del vapor representa un punto con características viables para el aprovechamiento y la mejora de la eficiencia energética del sistema.

A partir del análisis exergético se determinó que uno de los flujos que contiene mayor cantidad de energía aprovechable es el de **humos de combustión**, tomando en cuenta la limitante de la temperatura de condensación de los humos, es posible aumentar la eficiencia del sistema haciendo uso de los mismos para secar bagazo con alta humedad, además de ser ecológicamente conveniente, ya que de esta manera se reduce el impacto sobre el ambiente. Por estas razones se estable como uno de los puntos críticos sobre los cuales se harán propuestas para aumentar el aprovechamiento energético.

Para lograr un uso eficiente de la energía es necesario reducir al mínimo las **fugas de calor y masa** especialmente en las secciones de alta presión ya que son éstas en donde la calidad de la energía es más alta, así se establece como un punto crítico el flujo de vapor arrojado al ambiente por fugas en las tuberías, por lo tanto, se proponen acciones para la mejora del sistema desde el punto de vista energético en dicha sección.

Las modificaciones a un sistema existente pueden ir desde la sustitución de un componente hasta la adición de un sistema auxiliar completo. Puesto que

la exergía disponible en el suministro energético inicial es la medida real del trabajo potencial total que puede realizarse, la reducción en las pérdidas que se obtiene mediante la modificación de un sistema puede relacionarse con el costo inicial de la energía.

4.5 Propuestas para el aprovechamiento energético.

En esta sección se presentan los aspectos relacionados con las acciones propuestas para reducir las pérdidas, de energía y exergía, y lograr un uso más eficiente de la energía dentro de la industria azucarera, las mismas están enmarcadas dentro las estrategias presentadas por Rivero (1996) para la implementación de programas integrales de ahorro de energía en plantas industriales y en particular en la industria petrolera [16]. Dicha metodología indica que la forma de lograr el objetivo propuesto es considerar las distintas acciones a tomar en función de su tiempo de implementación. De esta manera se presentan actividades inmediatas, de corto, mediano, largo y muy largo plazo. En este sentido, dentro de la industria azucarera se proponen las siguientes medidas encuadradas dentro del esquema antes mencionado:

4.5.1 Inmediatas. Acciones de concientización sobre la actitud de los trabajadores.

Se busca tomar acciones inmediatas sobre la actitud de los trabajadores a todos los niveles jerárquicos, estas medidas requieren poca inversión sin mano de obra adicional, por tal motivo, se sugiere como punto de partida establecer la energía como parte de la administración y de esta manera desarrollar sistemas para maximizar la rentabilidad del centro de trabajo. Por

otro lado se debe concientizar y motivar al personal sobre la importancia y beneficios del ahorro de energía, para de esta manera responsabilizar a cada puesto de trabajo sobre sus propios consumos. En este orden de ideas se deberían establecer indicadores del uso de la energía por puesto de trabajo para identificar las unidades críticas y concentrar esfuerzos en dichas unidades.

4.5.2 A corto plazo. Acción sobre el mantenimiento.

Este tipo de acciones no requieren de una gran inversión adicional, pero sí de un aumento de mano de obra. Se busca que las instalaciones trabajen con la mayor eficiencia energética posible, por lo tanto, se propone como primera acción la reparación de fugas de vapor. Seguidamente, se plantea realizar mantenimiento a las calderas mixtas con el fin de mejorar su eficiencia, y así poder utilizar el bagazo de caña con una humedad de 50% como único combustible, esto traerá consigo el aprovechamiento de la biomasa para disminuir la dependencia del combustible fósil, acción que finalmente se traduce en la disminución de costos en consumo de energía.

Reparación de fugas de vapor. (Propuesta N° 1).

Por ende se reduce la generación de vapor sólo a la cantidad demandada por el proceso, esta es (ver sección 4.1):

$$\dot{m}_{vapor\text{demandado}} = 30,9778 \text{ kg/s}$$

Con la caldera N° 4 (compacta) trabajando bajo las mismas condiciones actuales, es decir produciendo 6,068 kg/s, la producción de vapor en las calderas mixtas sería:

$$\dot{m}_{vapor\,cald.\,mixtas} = 24,9098 \text{ kg/s}$$

Lo cual haría que el calor que debe ser suministrado sea:

$$\dot{Q}_s = 70.502,819 \text{ kJ/s}$$

Por otro lado, según el manual de operación de las calderas bagaceras John Thompson, es posible trabajar con bagazo como único combustible a una eficiencia de 60% siempre que se encuentre el mismo a una humedad límite de 50%, sin embargo en la actualidad las condiciones del bagazo así como de las calderas no permiten trabajar bajo estas especificaciones. La eficiencia actual de los generadores de vapor se pueden estimar empleando los valores de flujo calor liberado en la combustión, así como el producto del flujo másico de vapor y la variación del contenido entálpico del mismo. Haciendo uso de la expresión de eficiencia de la ecuación 2.14, y sustituir los valores para cada caldera se tienen los valores de eficiencia que se muestran en la tabla 4.26:

Tabla 4.26. Eficiencias actuales de calderas mixtas.

	$\dot{m}_{vapor} \text{ kg/s}$	$h_{salida} \text{ kJ/kg}$	$h_{entrada} \text{ kJ/kg}$	$\dot{Q}_c \text{ kJ/s}$	η
Caldera 1	10,460	3.228,3846	398,06	219.158,3629	0,135
Caldera 2	10,961	3.228,3846	398,06	216.550,1637	0,143
Caldera 3	10,835	3.228,3846	398,06	216.603,9737	0,141

En consecuencia se puede establecer como una eficiencia promedio para las calderas mixtas un valor de:

$$\eta_{calderas_{mixtas}} = 14\%$$

Con las calderas mixtas trabajando bajo las mismas condiciones actuales, es decir, con una eficiencia de 14%, la tasa de calor generado por el combustible será:

$$\dot{Q}_c = 503.591,5643 \text{ kJ/s}$$

Esto hace que la cantidad de combustible (bagazo de caña y gas-oil) a emplear en las calderas mixtas sea:

$$\dot{m}_{combustible} = \frac{\dot{Q}_c}{q_R} \quad \dots(4.54)$$

$$\dot{m}_{combustible} = 15,9098 \text{ kg/s}$$

El calor útil en el proceso productivo se determinó en la sección 4.1:

$$\dot{Q}_u = 72.661,69 \text{ kJ/s}$$

Igualmente la potencia útil:

$$\dot{W}_u = 9404,7267 \text{ kJ/s}$$

La entrada requerida será la suma del calor de combustión en las calderas mixtas y la caldera compacta:

$$\dot{Q}_c = 503.591,5643 \text{ kJ/s}$$

Sustituyendo en la ecuación 2.15, se tiene:

$$\eta_I = 16,29\%$$

Ahora, es conveniente conocer cuánto mejora el aprovechamiento del potencial para producir trabajo útil, es decir, en cuánto mejora la eficiencia exergética. A continuación se muestran los flujos exergéticos entrantes, los flujos útiles y los recuperables, los mismos se estimaron para determinar la eficiencia exergética de la presente propuesta. (Ver tablas 4.27, 4.28 y 4.29).

Tabla 4.27. Flujos de exergía entrantes al sistema de la propuesta N° 1.

Flujos entrantes	Flujo másico (kg/s)	Exergía específica (kJ/kg)	Flujo exergético (kJ/s)
Bagazo	14,775	7.440	109.926
Diesel	1,134	4.2252	47.913,768
Agua	31,9071	24,174	771,322
Aire	346,313	3,209	1111,595
Total Flujo exergía entrante (kJ/s)			159.722,685

Los flujos de aire se determinaron en función de la relación aire-combustible en base masa para el combustible actualmente empleado (ver sección 4.3.2) y la cantidad del mismo calculada para la presente propuesta según el tipo de caldera. El flujo de agua de alimentación a las calderas es función de la cantidad de vapor demanda por la planta, se determina siguiendo el procedimiento usado en la sección 4.1.5.

Debido a que las aplicaciones útiles en el sistema de vapor no cambian el flujo exergético aprovechado se mantiene invariable, (ver sección 4.3.2).

Tabla 4.28. Flujos de exergía útiles de la propuesta N° 1.

Flujos Útiles	Flujo exergético (kJ/s)
Alta presión	26.287,3578
Secador	169,0224
Baja presión	17.295,519
Total flujo de exergía útil	43.751,899

Por otro lado no se consideran las fugas de vapor como flujo recuperable debido a que se propone la eliminación de las mismas. La cantidad de humos de combustión se determinan a partir del flujo de aire y combustible empleados en cada tipo de caldera. Los valores de exergía específica para cada flujo fueron determinados en la sección 4.3.1. El flujo de condensado fue determinado en la sección 4.3.2. En la tabla 4.29 se muestran los flujos de exergía recuperables de la propuesta N° 1

Tabla 4.29. Flujos de exergía recuperables de la propuesta N° 1.

Flujos recuperables	Flujo másico (kg/s)	Exergía específica (kJ/kg)	Flujo exergético (kJ/s)
Humos de combustión en calderas bagaceras	358,043	50,923	18.232,623
Humos de combustión en la caldera 4	3,790	52,014	197,164
Condensado	Calculado en la sección 4.2.2		62,274
Total Flujo exergía recuperable (kJ/s)			18.492,062

Luego, al aplicar la ecuación 2.16, y despejar, se calculan las pérdidas debido a las irreversibilidades:

$$I_{rr} = 97.475,7237 \text{ kJ/s}$$

Así, el valor de la eficiencia exergética se calcula por medio de la ecuación 2.18:

$$\eta_{II} = 38,97\%$$

Partiendo del consumo actual de combustible entre las tres calderas mixtas (20,9959 kg/s), y el consumo propuesto a partir la reparación de fugas (15,9098 kg/s), se tiene un ahorro de 5,0861 kg/s. Manteniendo las proporciones actuales de consumo de combustible (92,869% bagazo y 7,130% diesel) entonces es posible obtener una estimación de la disminución en el consumo de gas-oil. Así, se tiene:

$$0,3626 \frac{Kg}{s} = 6.634.300 \text{ litros/zafra}$$

Mantenimiento de las calderas y uso de bagazo a 50% de humedad como único combustible en calderas mixtas (estimación de eficiencia mínima necesaria). (Propuesta N°2).

Un plan de mantenimiento de las calderas bagaceras (actualmente mixtas) debe estar orientado a mejorar la transferencia de calor dentro del hogar, esto permitirá aumentar la eficiencia en la producción de vapor, y por consecuencia obtener un mayor aprovechamiento de los recursos energéticos. En este sentido, se estima la eficiencia mínima que debe existir en la combustión dentro de las calderas usando como combustible bagazo de caña previamente secado hasta una humedad de 50%.

Así, para la demanda actual de vapor la tasa de generación en las calderas mixtas es de 32,256 kg/s. Partiendo de tal hecho, el calor de suministro entre las tres calderas mixtas es:

$$\dot{Q}_s = 91.294,9503 \text{ kJ/s}$$

Luego se calcula el calor liberado por el combustible por unidad de tiempo a partir de la ecuación de combustión y los valores de la tabla 4.30, para ello se parte de la ecuación de combustión del bagazo, con un valor de exceso de aire $\lambda = 1,3$ [21].

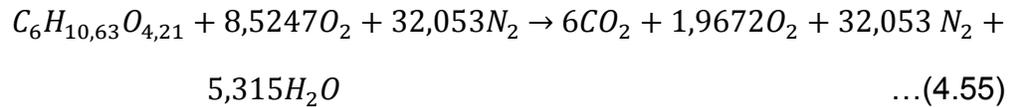


Tabla 4.30. Entalpías de productos y reactantes para bagazo al 50% de humedad como único combustible.

REACTANTES @ 298 K				
Sustancia	Moles	\dot{h}_f (kJ/kmol)	$\Delta h_{(T-T_0)}$ (kJ/kmol)	Mol $\times (\dot{h}_f + \Delta h)$
$C_6H_{10,63}O_{4,21}$	1	-670.506,45	0	-670.506,45
O_2	8,5247	0	0	0
N_2	32,053	0	0	0
Total H_R (kJ/kmol)= -670.506,45				
PRODUCTOS @ 493 K				
CO_2	6	-393.520	17.991,6 - 9.364	-2.313.109,2
O_2	1,9672	0	14.988,4 - 8.628	-1.249.778,136
N_2	32,053	0	14.787,5 - 8.669	11.549,431
H_2O	5,315	-241.820	17.075,1 - 9.904	182.855,954
Total H_p (kJ/kmol)= -3.368.481,95				

La entalpía de formación del agua (H_2O) dependerá de la fase en la que se encuentre, para conocer esto se verifica la temperatura del punto de rocío de los humos de combustión mediante la siguiente expresión (Ver ecuación 2.26):

$$\frac{N_{H_2O}}{N_{Total}} = \frac{P_v}{P_{Total} = P_{atm}} = \frac{5,315}{6 + 1,9672 + 32,053 + 5,315}$$

$$\Rightarrow 0,1172 \cdot 100kPa = P_v = 11,7232 kPa$$

Luego,

$$T_{pr} = T_{sat}@P_v \xrightarrow{\text{Tablas de Propiedades}} T_{pr} \cong 46^{\circ}\text{C}$$

Como la temperatura de los humos es aproximadamente de 220°C [21], entonces el agua está en fase gaseosa, y la entalpía de formación correspondiente a este estado es la que se muestra en la tabla.

Ahora se determina el calor de reacción:

$$\bar{q}_R = -3.022.975,5 - (-670.506,45) = -2.352.468,550 \text{ (kJ/kmol)}$$

En base masa:

$$q_R = -14.521,4108 \text{ kJ/kg}$$

Para una producción de 245 Ton/h (toneladas de caña por hora) se tiene que el flujo de bagazo producido es 23,8194 kg/s, si se considera emplear el 85% [13] de todo el bagazo como combustible en las calderas, entonces el flujo calor liberado por el combustible es:

$$\dot{Q}_{cald.bagaceras} = 294.007,5986 \text{ kJ/kg}$$

Lo cual hace que la eficiencia requerida en estas calderas sea:

$$\eta_{combustion} = 31,05 \%$$

El calor útil en el proceso productivo se determino en la sección 4.1:

$$\dot{Q}_u = 72.661,69 \text{ kJ/s}$$

Igualmente la potencia útil:

$$\dot{W}_u = 9404,7267 \text{ kJ/s}$$

La entrada requerida será la suma del calor de combustión en las calderas bagaceras y la caldera no bagacera:

$$\dot{Q}_c = 301.957,5986 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto al sustituir en la ecuación 2.15, la eficiencia del sistema aumenta hasta:

$$\eta_I = 27,17\%$$

Para determinar la eficiencia de la segunda ley (eficiencia exergética), los flujos exergéticos entrantes al sistema serán los que contienen el combustible (sólo bagazo en las calderas N° 1, N° 2 y N° 3 y gasoil en la caldera N° 4), el agua de alimentación a las calderas y el aire de suministro para la combustión en todas las calderas.

El aire de suministro a las calderas N° 1, N° 2 y N° 3 se estimó en función de la relación aire combustible en base masa calculada a partir de la ecuación de combustión expuesta anteriormente así como la cantidad de combustible estimada para la propuesta en cuestión.

Así, a partir de la ecuación 4.55 y la 2.26, se tiene:

$$A/C = 7,22$$

El valor de flujo de agua de alimentación es determinada en función de la cantidad de vapor a producir según la propuesta. La exergía específica de cada uno de los flujos se determinó en la sección 4.3.1. Los valores de los flujos exergéticos entrantes se muestran en la tabla 4.31:

Tabla 4.31. Flujos de exergía entrantes al sistema de la Propuesta N° 2.

Flujos entrantes	Flujo másico (kg/s)	Exergía específica (kJ/kg)	Flujo exergético (kJ/s)
Bagazo	20,246	7.440	150.633,885
Diesel	0,2006	42.252	8.475,751
Agua	39,47	24,174	954,26
Aire	149,88	3,209	481,113
Total Flujo exergía entrante (kJ/s)			160.545,01

Los flujos útiles al igual que la propuesta anterior ya fueron estimados en la sección 4.3.2. (Ver tabla 4.28):

$$E_{x_u} = 43.751,8993 \text{ kJ/s}$$

Por otra parte, los flujos de exergía recuperables los constituyen las fugas de vapor, el condensado y los humos de las calderas bagaceras y la no bagacera.

La cantidad de humos de combustión se determina con los valores de flujo másico de aire y de combustible usados en cada tipo de caldera. La exergía específica de estos humos para las calderas bagaceras se determinó en función de su valor de calor específico, es este sentido se emplean las

ecuaciones 4.32 y 4.33 junto con la ecuación de combustión para un combustible de sólo bagazo a 50% de humedad. En este sentido se obtiene:

$$C_{p(493\text{ K})\text{ calderas bagaceras}} = 1,035 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Por tal motivo el valor de la exergía específica de estos humos es:

$$ex_{\text{humos calderas bagaceras}} = 52,014 \text{ kJ/kg}$$

La exergía recuperable contenida en las fugas, así como la contenida en el condensado arrojado al ambiente ya fue calculada en la sección 4.3.2. Los flujos exergéticos recuperables se muestran en la tabla 4.32:

Tabla 4.32. Flujos de exergía recuperables de la propuesta N° 2.

Flujos recuperables	Flujo másico (kg/s)	Exergía específica (kJ/kg)	Flujo exergético (kJ/s)
Humos de combustión en calderas bagaceras	166,545	42,993	7.160,383
Humos de combustión en la caldera 4	3,790	52,014	197,164
Fugas	Calculado en la sección 4.3.2		7.784,894
Condensado	Calculado en la sección 4.3.2		62,274
Total Flujo exergía recuperable (kJ/s)			15.204,716

Al sustituir los valores de las tablas 4.31 y 4.32, así como el valor de exergía útil del central, en la ecuación 2.16, y despejar, se obtiene:

$$I_{rr} = 101.588,3947 \text{ kJ/s}$$

Así, el valor de la eficiencia exergética se calcula por medio de la ecuación 2.18:

$$\eta_{II} = 36,72\%$$

La sustitución por completo del combustible mixto actualmente empleado por bagazo al 50% una vez realizado mantenimiento a las calderas mixtas implica un ahorro en combustible fósil de:

$$1,5529 \frac{Kg}{s} = 28.412.589,18 \text{ litros/zafra}$$

Mantenimiento de las calderas mixtas y reparación de fugas. (Propuesta N° 3).

La puesta en marcha de ambas propuestas traería beneficios mucho mayores, debido a que para una caldera mixta con eficiencia de 31,05%, donde sólo se deba emplear bagazo como combustible, y a una tasa de generación de vapor de de 24,9098 kg/s, el calor liberado en la combustión dentro de las calderas mixtas por unidad de tiempo es:

$$\dot{Q}_c = 227.428,4507 \text{ kJ/s}$$

Siendo el calor de reacción del bagazo al 50% de humedad:

$$q_R = -14.521,4108 \text{ kJ/kg}$$

Entonces el flujo de bagazo requerido en la combustión será:

$$\dot{m}_{combustible} = 15,661 \text{ kg/s}$$

El calor útil en el proceso productivo se determino en la sección 4.1:

$$\dot{Q}_u = 72.661,69 \text{ kJ/s}$$

Por otra parte la potencia útil:

$$\dot{W}_u = 9404,7267 \text{ kJ/s}$$

La entrada requerida será la suma del calor de combustión en las calderas mixtas y la caldera compacta:

$$\dot{Q}_c = 235.378,4507 \text{ kJ/s}$$

Sustituyendo en la ecuación 2.15, se tiene:

$$\eta_I = 34,87\%$$

Ahora se calcula la eficiencia exergética para esta propuesta donde los flujos entrantes se presentan en la tabla 4.33 y los flujos útiles fueron estimados en las dos propuestas anteriores.

Tabla 4.33. Flujos de exergía entrantes al sistema de la propuesta N° 3.

Flujos entrantes	Flujo másico (kg/s)	Exergía específica (kJ/kg)	Flujo exergético (kJ/s)
Bagazo	15,661	7.440	116.517,84
Diesel	0,2006	42.252	8.475,751
Agua	31,9071	24,174	771,322
Aire	112,381	3,209	360,72
Total Flujo exergía entrante (kJ/s)			126.125,6332

La exergía útil se determino en la sección anterior:

$$E_{x_u} = 43.751,8993 \text{ kJ/s}$$

La exergía recuperable es la contenida en los humos de combustión y el condensado. Se muestran en la tabla 4.34:

Tabla 4.34. Flujos de exergía recuperables de la propuesta N° 3.

Flujos recuperables	Flujo másico (kg/s)	Exergía específica (kJ/kg)	Flujo exergético (kJ/s)
Humos de combustión en calderas bagaceras	123,847	42,993	5324.554
Humos de combustión en la caldera 4	3,79	52,014	197,164
Condensado	Calculado en la sección 4.3.2		62,274
Total Flujo exergía recuperable (kJ/s)			5583,992

Al sustituir en la ecuación 2.16 los valores de las tablas 4.33 y 4.34, y los flujos de exergía útil del sistema, y despejar, se obtiene:

$$I_{rr} = 76.789,7419 \text{ kJ/s}$$

Así, el valor de la eficiencia exergética se calcula por medio de la ecuación 2.15:

$$\eta_{II} = 39,11\%$$

Los ahorros en combustible fósil debido al cambio de diesel y bagazo por sólo este último ya fueron estimados en la propuesta anterior.

Por otra parte siendo el flujo másico de combustible 15,661 kg/s, se tendría un exceso de bagazo, al 50% de humedad, de 8,421 kg/s lo cuales pueden ser comercializados en otras centrales o almacenados para el tiempo “muerto” (donde no se muele caña de azúcar).

4.5.3 A mediano plazo. Acción sobre los circuitos del proceso.

Reemplazo de válvula reductora de presión por un turbo-generador y reemplazo de turbinas en cuchillas y bombas por motores eléctricos. (Propuesta N° 4).

Esta propuesta consiste en sustituir la válvula que reduce la presión de vapor de alta (3.032 kPa) hasta 184 kPa (vapor de baja), por un turbo-generador, de manera de aprovechar el potencial energético que se está desperdiciando en dicha reducción. Además, esto compensaría la energía eléctrica necesaria para utilizar motores eléctricos, en lugar de turbinas, en las cuchillas de las picadoras, en las bombas de inyección, en la bomba de alimentación y en el ventilador del tiro inducido de la caldera N° 1.

Para comenzar con el desarrollo de esta propuesta, se determinará la energía eléctrica adicional que demandaría el uso de motores eléctricos en

los equipos y máquinas ya mencionadas, a continuación se desglosa el consumo eléctrico por equipo y se obtiene la sumatoria:

$$\dot{W}_{cuchilla} = 1.463,07 \text{ KJ/s}$$

$$\dot{W}_{BA} = 178,588 \text{ KJ/s}$$

$$\dot{W}_{BI} = 1.083,69 \text{ KJ/s}$$

$$\dot{W}_{TI} = 242,099 \text{ KJ/s}$$

Haciendo la sumatoria se obtiene:

$$\dot{W}_{Total-Equip} = 2.967,43 \text{ KJ/s}$$

Sumando el resultado anterior con la demanda eléctrica actual, la cual es de 3.160 kJ/s (dos turbo-generadores de 1.580 kJ/s cada uno), se obtiene la energía eléctrica necesaria para abastecer los requerimientos de la propuesta planteada:

$$\dot{W}_{Total} = 6.127,43 \text{ kJ/s}$$

Al eliminar el uso de turbinas en los equipos y máquinas mencionadas, el flujo másico de vapor en la sección de alta presión sería:

$$\dot{m}_{vap.c/turbo} = 8,2876 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{vap.molinos} = 7,4100 \frac{kg}{s}$$

Lo que da un total de:

$$\dot{m}_{vap-alta} = 15,6976 \text{ kg/s}$$

Sin embargo, la demanda de vapor de baja presión (demanda de la fábrica) es de 30,9778 kg/s, por lo que con la nueva distribución de la red de vapor de alta presión se genera un déficit de 15,2802 kg/s, ya que todo el vapor de descarga de las turbinas, que se distribuye a la fábrica como vapor de baja presión, es igual a la admisión de las mismas (demanda de vapor de alta), esto obliga hacer pasar 15,2802 kg/s de vapor por la turbina que reemplazará a la válvula reductora, esto se traduce en el uso de una turbina de gran capacidad en relación a la capacidad de las turbinas existentes en la planta. Tal hecho se demuestra a continuación:

De la ecuación 4.14:

$$\dot{W}_{generada} = \dot{m}_{vapdemandado} (h_e - h_{s-s}) \cdot \eta_t \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

Introduciendo los valores de flujo másico, las entalpías de la tabla 4.2 y las eficiencias de la tabla 4.3 se tiene:

$$\dot{W}_{generada} = 14,3570 \cdot (3.228,3846 - 2.608,0340) \cdot 0,65 \cdot 0,985 \cdot 0,96$$

$$\dot{W}_{generada} = 5.826,222 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Para evitar el uso de una turbina de esta capacidad, se plantea aumentar la potencia de los dos turbo-generadores que existen, y además, poner en operación el tercero que actualmente permanece apagado. De esta manera

el vapor será distribuido de manera equitativa y se aprovecharía de una mejor manera la capacidad de generación de potencia instalada. Con los tres turbo-generadores trabajando a 2.000 kW cada uno (80% de su capacidad nominal), el consumo de vapor, para cada turbina, será:

$$\dot{m}_{vap.c/turbo} = \frac{2.000}{(3.228,3846 - 2.608,0340)(0,65)(0,985)(0,96)}$$
$$\dot{m}_{vap.c/turbo} = 5,2453 \frac{kg}{s}$$

Para las tres turbinas:

$$\dot{m}_{vap-TG} = 15,7360 \frac{kg}{s}$$

Con los tres turbo-generadores conectados y las turbinas de los seis molinos el consumo de vapor de alta presión será:

$$\dot{m}_{vap-alta} = 15,736 + 7,4100 = 23,1460 \frac{kg}{s}$$

De esta manera, el flujo másico de vapor que compensará la demanda de vapor de baja presión (demanda de la fábrica), pasando por la turbina de un turbo-generador, en lugar de una válvula, sería la diferencia entre el consumo de vapor de baja presión y el nuevo consumo de vapor de alta presión:

$$\dot{m}_{vap_{turbo-4}} = 30,9798 - 23,1460 = 7,8318 \frac{kg}{s}$$

Este flujo másico de vapor producirá la siguiente cantidad de energía en una turbina:

$$\dot{W}_{generada} = (7,8318)(3.228,3846 - 2.608,0340)(0,65)(0,985)(0,96)$$

$$\dot{W}_{generada} = 2.986 \text{ kW}$$

Haciendo la sumatoria de la potencia generada por los tres turbo-generadores existentes, con la de la turbina que reemplazará a la válvula, se tendrá una producción de energía eléctrica de 8.986 kW, cantidad de energía que satisface los consumos eléctricos de la planta, los existentes y los agregados con esta propuesta, quedando un excedente de energía que puede ser entregado a la red de distribución de energía eléctrica local.

Sumando la potencia generada por los turbo-generadores a la potencia consumida en los molinos, se obtiene el trabajo útil producido bajo las condiciones actuales:

$$\dot{W}_{TG} = 8.986 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{Mol} = 2.884 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_u = 11.870 \text{ kW}$$

El calor generado es el calor que se tiene en las condiciones actuales (secciones 4.1.1 y 4.1.2), y el calor útil es el que demanda la fábrica, entonces sustituyendo en la ecuación 2.15, se tiene:

$$\eta_I = 12,80\%$$

Para determinar la eficiencia exergética de esta propuesta es necesario calcular la variación de exergía útil que se genera al modificar la distribución de turbinas en la sección de alta presión, manteniéndose los flujos útiles de la sección de baja presión y hacia el secador. Esto se muestra en la tabla 4.35:

Tabla 4.35. Flujos de exergía útiles de la propuesta N° 4.

Flujos Útiles	Flujo exergético (kJ/s)
Alta presión	3.3873,561
Secador	169,0224
Baja presión	17.295,519
Total flujo de exergía útil	51.185,10

Los flujos de exergía recuperable y de entrada al sistema son los mismos que se tienen en las condiciones actuales de operación (sección 4.3.2), así, la ecuación 2.16 permite calcular las pérdidas debido a las irreversibilidades una vez sustituidos los valores de las tablas 4.34 y 4.35, así como la exergía recuperable, y despejar:

$$I_{rr} = 137.067,227 \text{ kJ/s}$$

Así, el valor de la eficiencia exergética se calcula por medio de la ecuación 2.15:

$$\eta_{II} = 38,08\%$$

Reemplazo de válvula reductora de presión por un turbo-generador y reemplazo de turbinas en cuchillas y bombas por motores eléctricos, reparación de fugas y mantenimiento de calderas mixtas (Propuesta N° 5).

La eficiencia energética de esta propuesta se calcula a partir del trabajo producido con la incorporación de una turbina que sustituya a la “válvula 12”

y la eliminación de turbinas en bombas y cuchillas, el calor útil que se consume en la fábrica y el calor de combustión que se obtiene al reparar fugas y hacer mantenimiento a las calderas, tal que se pueda utilizar bagazo al 50% de humedad como único combustible es las calderas N° 1, N° 2 y N° 3:

$$\eta_I = 35,91\%$$

La eficiencia de segunda ley se determina en función de los flujos exergéticos entrantes, útiles y los recuperables, en este orden se presentan las tablas 4.36, 4.37 y 4.38 con los valores determinados para dichos flujos.

Tabla 4.36. Flujos de exergía entrantes al sistema de la propuesta N° 5.

Flujos entrantes	Flujo másico (kg/s)	Exergía específica (kJ/kg)	Flujo exergético (kJ/s)
Bagazo	15,661	7.440	116.517,84
Diesel	0,2006	42.252	8475,751
Agua	31,9071	24,174	771,322
Aire	112,795	3,209	361,959
Total Flujo exergía entrante (kJ/s)			126.126,5722

Por otro lado existirá un mayor aprovechamiento exergético en la sección de alta, esto se puede detallar al observar la tabla 4.37, en comparación al flujo de exergía útil en la sección de alta para las propuestas anteriores:

Tabla 4.37. Flujos de exergía útiles de la propuesta N° 5.

Flujos Útiles	Flujo exergético (kJ/s)
Alta presión	33.873,561
Secador	169,0224
Baja presión	17295,519
Total flujo de exergía útil	51.338,102

Finalmente, los flujos recuperables estarán constituidos por los humos de combustión así como por el condensado producido en la red, ver tabla 4.38:

Tabla 4.38. Flujos de exergía recuperable de la propuesta N° 5.

Flujos recuperables	Flujo másico (kg/s)	Exergía específica (kJ/kg)	Flujo exergético (kJ/s)
Humos de combustión en calderas bagaceras	128,847	42,993	5.539,519
Humos de combustión en la caldera 4	3,79	52,014	197,164
Condensado	Calculado en la sección 4.3.2		62,274
		Total Flujo exergía recuperable (KJ/s)	5.798,926

Al sustituir los valores de las tablas 4.36, 4.37 y 4.38, en la ecuación 2.16, y despejar, se obtiene:

$$I_{rr} = 68.989,5437 \text{ kJ/s}$$

Así, el valor de la eficiencia exergética se calcula por medio de la ecuación 2.18:

$$\eta_{II} = 45,3\%$$

4.5.4 A largo plazo. Acción sobre los principios de los procesos.

En este caso las inversiones son mayores, resultado de investigaciones detalladas las cuales llevan a la búsqueda de tecnologías complejas o desarrollo de las mismas, en las que es pieza fundamental la consideración de la calidad de la energía (exergía). Estas acciones no implican modificaciones en las especificaciones de los productos obtenidos de los

procesos pero si una modificación de los procesos, así como de las materias primas en caso de ser necesario. En este sentido se propone el secado del bagazo aprovechando los humos de combustión de las calderas, las cuales sólo producen el vapor demandado por el proceso y operan con una eficiencia de 30,05%. Es decir, que para la puesta en marcha de esta propuesta es necesario haber implementado las acciones planteadas en las propuestas anteriores.

Secado del bagazo a partir del uso de los humos de combustión para la mejora del mismo como único combustible. (Propuesta N° 6).

Después de haber visto que al combinar propuestas, o al aplicar propuestas de un nivel superior después de haber aplicado las del nivel anterior, se obtienen mejores resultados desde el punto de vista de la eficiencia del sistema, en esta propuesta se incluye todo el aporte de las propuestas anteriores, a saber: reparación de fugas de vapor, mantenimiento de calderas para utilizar bagazo de caña al 50% como único combustible y reemplazo de válvula reductora de presión por un turbo-generador y reemplazo de turbinas por motores en cuchillas y bombas.

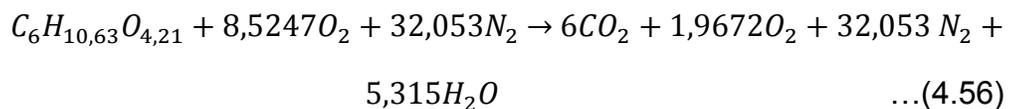
Siendo el bagazo de caña unos de los dos combustibles empleados actualmente para la generación de vapor en la empresa, resulta conveniente formular propuestas que permitan mejorar su desempeño. En este sentido se distingue entre otras medidas, operaciones que permitan reducir la humedad en el mismo y consecuentemente mejorar la producción de calor de combustión por unidad de masa. Trabajos realizados por Grobart en 1973, Martínez en 1988 y Santillán en 2002, entre otros, indican que la humedad en el bagazo al salir de la molienda (presenta una humedad promedio de 50%) puede ser disminuida a valores de hasta 30%, que procuren mejores

condiciones térmicas en la combustión y consecuentemente aumento en la eficiencia del sistema bajo estudio [7]. En estas investigaciones se hizo uso de secadores rotatorios, donde se emplea aire como fluido para absorber la humedad en el bagazo, el aire es previamente calentado con humos de combustión provenientes de las mismas calderas bagaceras.

Se estima que el bagazo con humedad de 30% tiene un poder calorífico superior de 13.500 kJ/kg [4], valor con el cual se calcula la entalpia de formación, ver ecuación 2.18:

$$\dot{h}_f = -22.506,45 \text{ kJ/kmol}$$

El análisis de la combustión permite estimar la cantidad de bagazo a humedad de 30% que es necesario alimentar en las calderas funcionando con una eficiencia de 30,05%. Se parte de la ecuación de combustión del bagazo, con un valor de exceso de aire $\lambda = 1,3$ [21]:



En la tabla 4.39 se muestran las entalpías de los productos y reactantes para la producción de bagazo a 30% de humedad.

La entalpía de formación del agua (H₂O) dependerá de la fase en la que se encuentre, para conocer esto se verifica la temperatura del punto de rocío de los humos de combustión mediante la siguiente expresión (Ver ecuación 2.24):

$$\frac{N_{H_2O}}{N_{Total}} = \frac{P_v}{P_{Total} = P_{atm}} = \frac{5,315}{6 + 1,9672 + 32,053 + 5,315}$$

$$\Rightarrow 0,1172 \cdot 100kPa = P_v = 11,7232 kPa$$

Luego,

$$T_{pr} = T_{sat}@P_v \xrightarrow{\text{Tablas de Propiedades}} T_{pr} \cong 46^\circ C$$

Como la temperatura de los humos es aproximadamente de 220°C [21], entonces el agua está en fase gaseosa, y la entalpía de formación correspondiente a este estado es la que se muestra en la tabla.

Tabla 4.39. Entalpías de productos y reactantes para bagazo al 30% de humedad como único combustible.

REACTANTES @ 298 K				
Sustancia	Moles	\dot{h}_f (kJ/kmol)	$\Delta h_{(T-T_0)}$ (kJ/kmol)	$Mol \times (\dot{h}_f + \Delta h)$
C ₆ H _{10,63} O _{4,21}	1	-22.506,45	0	-22.506,45
O ₂	8,5247	0	0	0
N ₂	32,053	0	0	0
Total H_R (kJ/kmol)=				-22.506,45
PRODUCTOS @ 493 K				
CO ₂	6	-393.520	17.991,6 - 9.364	-2.313.109,2
O ₂	1,9672	0	14.988,4 - 8.628	-1.249.778,136
N ₂	32,053	0	14.787,5 - 8.669	11.549,431
H ₂ O	5,315	-241.820	17.075,1 - 9.904	182.855,954
Total H_P (kJ/kmol)=				-3.368.481,95

Ahora se determina el calor de reacción:

$$\bar{q}_R = -3.368.481,95 - (-22.506,45) = -3.390.987,45 kJ/kmol$$

Por unidad de masa:

$$q_R = -20932,02 kJ/kg$$

Por otro lado el calor liberado en la combustión en las calderas es el determinado una vez reparadas las fugas de vapor y realizado mantenimiento a las mismas (ver sección 4.5), ya que previamente se determinó que el no hacerlo implicaría llevar a cabo el secado de bagazo hasta una humedad de 0% lo cual es inviable con los métodos de secado de bagazo existente:

$$\dot{Q}_c = 235.378,45 \text{ kJ/s}$$

Esto permite estimar la cantidad de bagazo necesario en las calderas bagaceras, mediante la ecuación 4.54:

$$\dot{m}_{combustible} = 11,2448 \text{ Kg/s}$$

La eficiencia energética producto de esta propuesta será (ver ecuación 4.57):

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u + \dot{W}_u + \dot{Q}_{humos}}{\dot{Q}_c} \quad \dots(4.57)$$

Donde el calor útil en el proceso productivo se determino en la sección 4.1:

$$\dot{Q}_u = 72.661,69 \text{ kJ/s}$$

Igualmente la potencia útil:

$$\dot{W}_u = 11.870,204 \text{ kJ/s}$$

Y el calor recuperable de los humos se estima a través de la ecuación 4.58:

$$\dot{Q}_{humos} = \dot{m}_{humos}(C_p)(T_{humos} - T_{pr}) \quad \dots(4.58)$$

Donde el flujo de humos es función de la cantidad de combustible alimentado a las calderas y de la relación aire combustible calculada en la sección 4.3.2, ver tabla 4.40.

Tabla 4.40. Flujo de combustible, aire y humos de combustión para la propuesta N° 6.

	$\dot{m}_{combustible} \text{ kg/s}$	$\dot{m}_{aire} \text{ kg/s}$	$\dot{m}_{humos} \text{ kg/s}$
Calderas bagaceras	10,4455	75,4692	85,9147
Caldera N° 4	0,2006	3,5900	3,7906

Donde la relación aire combustible para la combustión del bagazo es determinada a partir de la ecuación general de combustión y la ecuación 2.25:

$$A/C_{masa} = 7,225$$

Por otro lado el calor específico para los humos de combustión en las calderas bagaceras a la temperatura de salida de los mismos (220°C), se determina a partir de la metodología empleada en la sección 4.3.1 haciendo uso de las ecuaciones 4.43, 4.44 y 4.45, este valor es aproximadamente:

$$C_{p(493 K)} = 1,1008 \text{ kJ/kg K}$$

Análogamente para los humos de la caldera N° 4 el calor específico es:

$$C_{p(533 K)} = 1,1067 \text{ kJ/kg K}$$

Se determina la cantidad de calor recuperable en los humos de todas las calderas para la propuesta hecha:

$$\dot{Q}_{humos} = 16.456,0428 \frac{kJ}{s} + 889,3520 \frac{kJ}{s}$$

$$\dot{Q}_{humos} = 17.345,3948 \text{ kJ/s}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.57, se tiene:

$$\eta_I = 43,28\%$$

Para el cálculo de la eficiencia exergética se tienen los flujos entrantes y útiles que se presentan las tablas 4. 41, 4.42, respectivamente:

Tabla 4.41. Flujos de exergía entrantes al sistema de la propuesta N° 6.

Flujos entrantes	Flujo másico (kg/s)	Exergía específica (kJ/kg)	Flujo exergético (kJ/s)
Bagazo	11.244	7440	83.655,36
Diesel	0,2006	42252	8475,751
Agua	31,9071	24,174	771,322
Aire	116,385	3,209	373,479
Total Flujo exergía entrante (kJ/s)			93.275,912

Tabla 4.42. Flujos de exergía útiles de la propuesta N° 6.

Flujos Útiles	Flujo exergético (kJ/s)
Alta presión	33873,561
Secador	169,0224
Baja presión	17.295,5191
Total flujo de exergía útil	51.338,1025

Por otro lado los flujos recuperables estarán constituidos por los humos de combustión así como por el condensado producido en la red, ver tabla 4.43:

Tabla 4.43. Flujos de exergía recuperables de la propuesta N° 6.

Flujos recuperables	Flujo másico (kg/s)	Exergía específica (kJ/kg)	Flujo exergético (kJ/s)
Condensado	Calculado en la sección 4.3.2		62,274
Total Flujo exergía recuperable (kJ/s)			62,274

Así, al sustituir los valores de las tablas 4.41, 4.42 y 4.43, en la ecuación 2.16, y despejar, se obtiene:

$$I_{rr} = 41.481,202 \text{ kJ/s}$$

Así, el valor de la eficiencia exergética se calcula por medio de la ecuación 2.18:

$$\eta_{II} = 55,52\%$$

La sustitución por completo del combustible mixto actualmente empleado por bagazo seco al 30% implica un ahorro de combustible fósil de:

$$1,5529 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 28.412.589,18 \text{ litros/zafra}$$

Por otra parte siendo el flujo másico de combustible 11,24 kg/s que se tendría un exceso de bagazo de 12,579 kg/s (195.562,5981 Ton/zafra), los cuales pueden ser comercializados, o almacenados para el tiempo “muerto”.

4.5.5 Muy largo plazo. Acción sobre el objetivo técnico social del proceso.

Este tipo de acciones van enfocadas más allá del alcance de un programa de ahorro de energía en cualquier industria y sólo pueden ser realizadas a muy largo plazo como resultado de las políticas y estrategias energéticas globales a nivel nacional. Se trata de modificar la concepción misma de los productos que se generan en las plantas industriales así como la visión sobre los usos de la energía por parte de la población en general. La idea es optimizar integralmente los procesos en general (industriales y sociales) creando propuestas económicamente rentables y ecológicamente sustentables.

4.6 Análisis de resultados

Como consecuencia de la aplicación del análisis exergético al sistema de vapor del central se obtuvieron los resultados siguientes:

Al reparar las fugas de vapor en el sistema la eficiencia energética aumentaría hasta un 16,29%, lo cual representa una mejora de 3,89% con respecto a la situación actual, ya que una disminución en la cantidad de vapor generado en las calderas requiere de menor consumo energético manteniendo los requerimientos actuales del central. Mientras que la eficiencia exergética aumenta hasta 38,97%, mejorando un 4.53%, observándose así que el vapor que se fuga por las tuberías posee cierto contenido exergético que puede ser aprovechado.

Mejorando la eficiencia de las calderas mixtas a través del mantenimiento, para utilizar bagazo al 50% de humedad como combustible único, se logra aumentar la eficiencia energética hasta 27,17%, por el hecho de que se disminuye aún más el consumo de energía manteniendo los requerimientos del central. Ahora bien, la eficiencia exergética aumenta hasta 36,72%,

2.25% menos que la propuesta anterior, lo que indica que aunque se reduce el gasto energético, sigue existiendo un potencial energético desaprovechado.

En base a los resultados de las dos propuestas anteriores, se formuló la combinación de ambas, con lo cual se pudo mejorar la eficiencia energética hasta 34,87% y la exergética hasta 39,11%, siendo estos valores de eficiencias los máximos que podrían obtenerse dentro de un segundo nivel del plan de ahorro de energía propuesto para este sistema.

Al pasar a la tercera etapa del plan de ahorro de energía, se observó que al modificar el sistema de vapor, replanteando el uso de las turbinas, se obtuvo una eficiencia energética de 12,8%, esto no representa una mejora apreciable en relación con la situación actual, este resultado se debe a que a pesar de aumentar la salida deseada sigue existiendo una gran entrada requerida (en términos de energía). La eficiencia exergética aumentó hasta 38,08%, ya que el flujo de exergía útil es mayor que antes de aplicar la propuesta.

Cuando se combinan las propuestas de segundo nivel del plan con la del tercero, se obtienen resultados mucho mejores. Este hecho ya se había evidenciado al combinar dos propuestas referentes al mantenimiento del sistema. En este caso se está aumentando la energía aprovechada, y al mismo tiempo, disminuyendo el consumo, por esto la eficiencia energética aumenta hasta 35,91%. La eliminación de fugas, la disminución en el consumo de combustible y el aprovechamiento del potencial energético, combina los efectos de utilización de flujos de exergía recuperable, disminución de flujos de exergía entrante y aumento del flujo de exergía útil, es por ello que la eficiencia exergética aumenta hasta 45,3%.

Al llegar al cuarto nivel del plan de ahorro de energía se observó que para que fuera posible, desde el punto de vista técnico, la implementación de la propuesta del secado del bagazo, era necesario haber cumplido con las propuestas de los niveles anteriores. De esta manera la eficiencia energética aumentó hasta 43,28%, y la exergética hasta 55,52%.

En las figuras 4.8, 4.9, 4.10 y 4.11, se presentan gráficas donde se observan las eficiencias energéticas, eficiencias exergéticas, consumos de combustible y pérdidas por irreversibilidades, respectivamente, tanto para la situación actual del sistema de vapor, como para las diferentes propuestas planteadas.

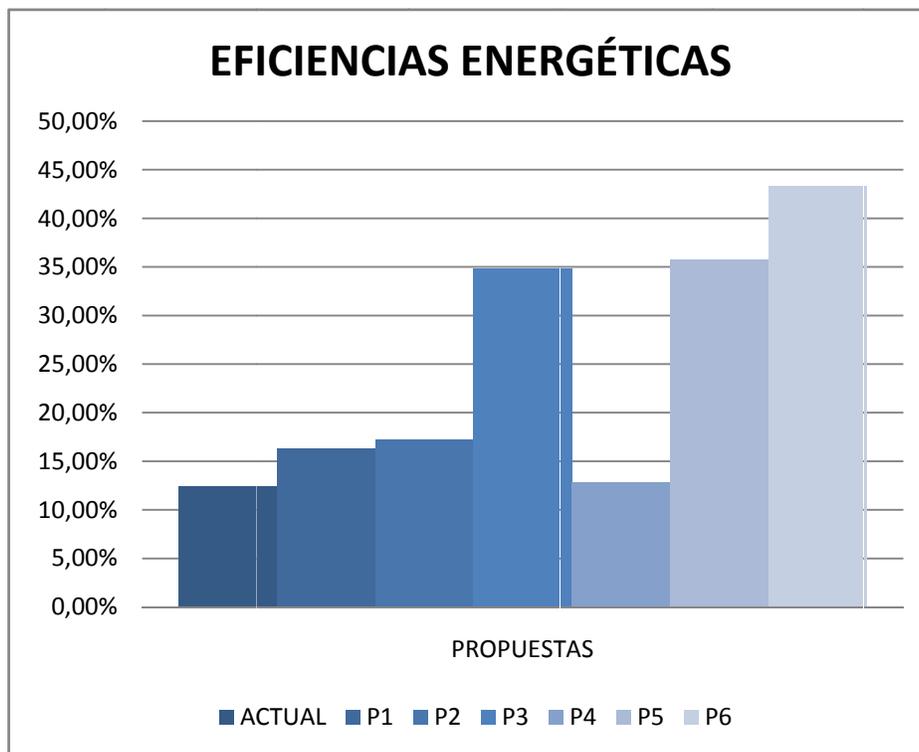


Figura 4.8. Eficiencias energéticas.

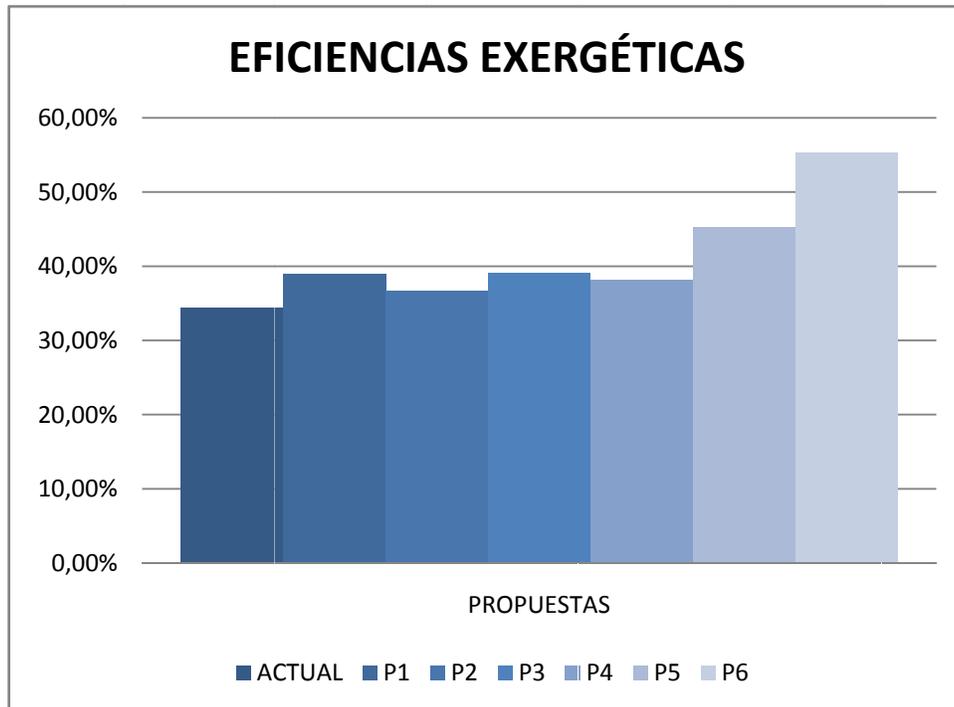


Figura 4.9. Eficiencias exergéticas.

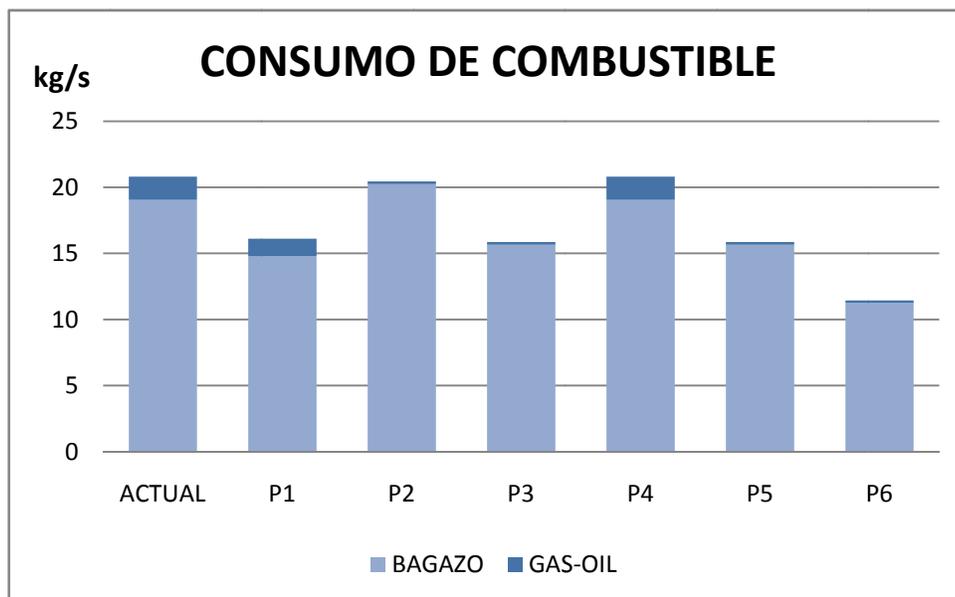


Figura 4.10. Consumos de combustible.

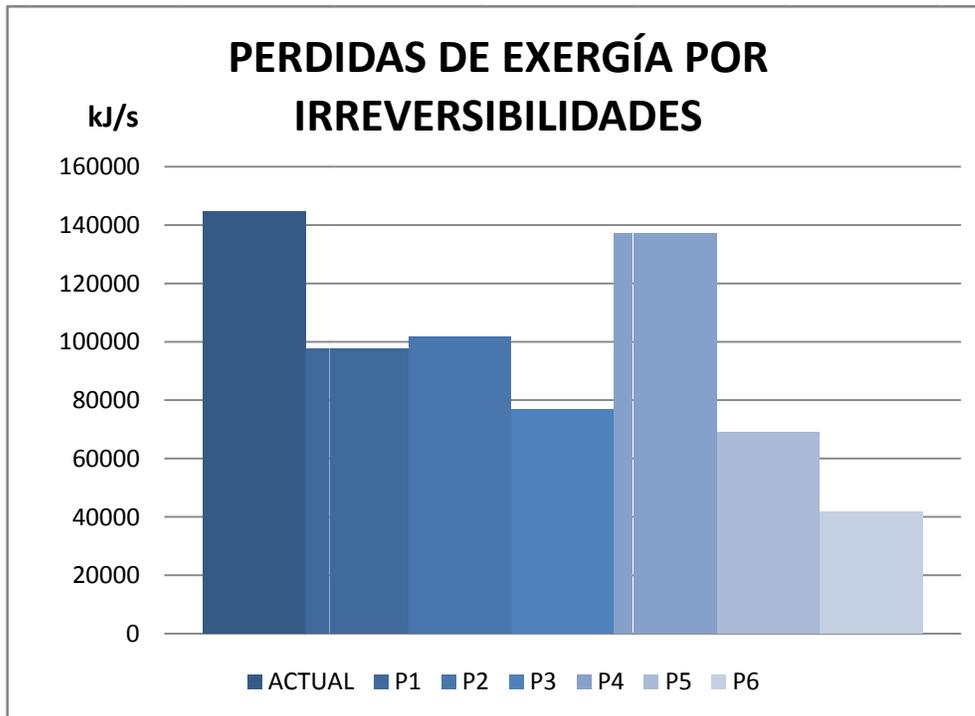


Figura 4.11. Pérdidas de exergía por irreversibilidades.

Conclusiones y Recomendaciones

Conclusiones.

Con el planteamiento de las propuestas para el ahorro de energía se logró establecer más claramente la diferencia entre el análisis energético y el exergético. En el caso de las propuestas N° 1 y N° 2, queda claro la diferencia entre cantidad y calidad de la energía, ya que a pesar de haber disminuido el consumo energético en la propuesta N° 2, no se prestaba atención a las fugas de vapor lo que implica un desaprovechamiento de energía con alto potencial para producir trabajo. En este orden de ideas, en la propuesta N° 4 existe un incremento en el aprovechamiento de la exergía, a pesar de mantener altos niveles de consumo energético, luego en la propuesta N° 5 se ve el efecto que tiene sobre el sistema disminuir la cantidad de energía requerida y aumentar el aprovechamiento de la calidad de la misma. A partir de estos resultados se puede concluir que para obtener mejoras en la eficiencia de los sistemas es necesario aplicar tanto el análisis energético como el exergético.

La reparación de fugas y mantenimiento a sistemas generadores de vapor representan un punto importante a la hora de mejorar la eficiencia de los sistemas. Ya que en estos sectores se tienen flujos de energía con alta calidad debido a las altas presiones y temperaturas.

A pesar de que desde el punto de vista de ahorro de energía el cambio de turbinas por motores eléctricos para accionar equipos rotativos, no demuestra grandes beneficios, desde el punto de vista de mantenimiento implica una mejora logística que disminuye los costos asociados.

En la manera en cómo se formulan las propuestas se evidencia que un plan de ahorro de energía da mayores beneficios al ser aplicado en etapas sucesivas, ya que las propuestas de alto nivel requieren de la implementación previa de las medidas tomadas en los primeros niveles del plan para que su aplicación sea factible.

Debido a las grandes cantidades de energía empleadas en centrales azucareros, es necesaria la aplicación de análisis exergéticos a este tipo de industria en búsqueda de la optimización de sus sistemas.

Durante el desarrollo del estudio exergético en el central se obtuvieron varias conclusiones acerca del uso de la biomasa como combustible, en primer lugar se concluyó que por su bajo poder calorífico, en comparación con el de los combustibles fósiles, es necesario que los sistemas posean altas eficiencias para que su uso sea viable. Además de esto, se concluye que por ser el bagazo de caña un residuo en el proceso productivo del azúcar es conveniente y de gran valor su utilización como combustible.

Las propuestas formuladas no sólo tienen implicaciones energéticas, sino que también económicas y ecológicas, ya que al disminuir el consumo de combustible se disminuyen las emisiones contaminantes al ambiente y se invierten menos recursos, adicionalmente el uso de bagazo de caña como combustible no involucra la deforestación exagerada de los campos por lo cual es más amigable con el medio ambiente a diferencia de otros tipos de biomasa.

Recomendaciones.

Para completar el estudio exergético en el central, se recomienda extender el análisis para el tiempo “muerto” y enmarcar las propuestas para el ahorro de energía para que puedan ser implementadas durante todo el año productivo.

Incluir el vapor vegetal dentro del análisis exergético ya que este flujo se produce en grandes cantidades y por las propiedades termodinámicas que posee representa un flujo de exergía adicional.

Realizar el diseño de un secador de bagazo neumático donde se usen los humos de combustión como fluido para calentar el aire.

Realizar el análisis de factibilidad económica para las propuestas formuladas.

Realizar estudios acerca de la factibilidad de producir energía eléctrica mediante el uso de bagazo de caña como combustible. Esta energía podría ser producida en plantas de generación de potencia externas a los centrales azucareros, o bien dentro de los mismos y entregar dicha energía al sistema eléctrico nacional.

Referencias Bibliográficas

- [1] Al-Ghandoor, A. et al. (2009). *Assessment of Energy and Exergy Efficiencies of Power Generation Sub-Sector in Jordan*. Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering ISSN 1995-6665.
- [2] Botero, E. (2000). *Valoración exergética de recursos naturales, minerales, agua y combustibles fósiles*. Tesis doctoral, Universidad de Zaragoza, Departamento de Ingeniería Mecánica, programa de Ingeniería Térmica Avanzada y Optimización Energética.
- [3] Cárdenas, G. y Paz, D. (2005). *Evaluación exergética de propuestas de disminución de consumo de vapor en usinas azucareras*. Revista Industrial y Agrícola de Tucumán, (82), 1-8.
- [4] Castellanos, J. et al. *Estimación de las propiedades relacionadas con el comportamiento energético de la biomasa*. Facultad de Química y Farmacia, Universidad Central Marta Abreu de Las Villas, Santa Clara, Cuba.

- [5] Cengel and Boles. *Thermodynamics: An engineering approach*. 3th Edition.
- [6] Cengel, Y. y Boles, M. (2006). *Termodinámica*. 5^{ta} Edición. McGraw-Hill Interamericana.
- [7] Contreras, L. *Aspectos teóricos de la operación de secado y su aplicación en productos sólidos*. Centro Universitario “José Martí”, Cuba.
- [8] Cortés, A. y Núñez, C. (2007). *Estudio exergético de la producción, distribución y consumo de vapor de agua en una procesadora de alimentos para consumo humano*. Trabajo de grado, Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad de Carabobo. Valencia, Venezuela.
- [9] Da Silva, J. (2002). *Análise termoeconômica do processo de geração de Vapor e potência do segmento de celulosa e papel*. Tesis de Maestría, Universidad Federal de Itajubá.
- [10] Delgado et al. (2003). *Combustión: cálculos estequiométricos y termoquímicos*. Universidad de Vigo, España.
- [11] Duran, C y Fajardo, J. (2006). *Auditoria exegética de los procesos de producción en una planta de alimentos*. Trabajo de grado, Universidad de Carabobo, Escuela de Ingeniería Mecánica. Valencia, Venezuela.
- [12] Fernandez, M. (2003). *Metodologia de analise exergoeconomica do fabricacao de acucar*. Tesis Doctoral, Universidad Estadual de Campinas, Campinas.
- [13] Hugot, E. (1986). *Handbook of sugar cane engineering*. Elsevier Science Publishers B.V.

- [14] Jaramillo, H. (1999). *Gestión Energética en la Industria*. Estudios Gerenciales, Universidad ICESI, Cali – Colombia. pp. 96, ISSN: 0123-5923.
- [15] Mendoza, F. y Montilla, J. (2001). *Balance energético del sistema de generación y consumo de energía de la industria azucarera “Santa Clara”*. Trabajo de grado, Escuela de Ingeniería Química, Universidad de Carabobo. Valencia, Venezuela.
- [16] Rivero, R. y Anaya, A. (1986). *El método de exergía: sistemas energéticos económicos y eficientes*. Seminario de Aplicaciones Factibles de Conservación y Ahorro de Energía en Fase de Proyecto, pp. 58-72.
- [17] Rivero, R. (1994). *El análisis exergético*. Revista del Instituto Mexicano de Ingenieros Químicos, ISSN: 0188-7319, Vol. 11, pp14-27.
- [18] Rodríguez, D. y Telus, P. (1982). *Evaporación y condensación en el central “El Palmar”*. Trabajo de grado, Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad de Carabobo. Valencia, Venezuela.
- [19] Rodríguez J. *Introducción a la termodinámica con algunas aplicaciones de ingeniería*. Universidad Tecnológica Nacional. Buenos Aires, Argentina.
- [20] Rojas I, (2005). *Análisis de exergía en dos puntos críticos en una industria productora de harina de pescado*. Universidad de Puerto Rico. Mayagüez.

[21] The Babcock and Wilcox Company. (1978). *Steam, its generation and use*. 39th Edition.

[22] Valiente, A. (1988). *Problemas de transferencia de calor*. Editorial Limusa.

Sitios web consultados:

[23] www.fimee.ugto.mx/profesores/agallegos/.../Cap.3_Termol.pdf. Fecha de consulta: 15-11-08.

[24] www.mundodescargas.com/apuntes...t/decargar_combustion.pdf. Fecha de consulta: 16-11-08.

[25] www.scribd.com/.../Apunte-Calderas-y-Generadores-de-Vapor. Fecha de consulta: 20-11-08.

