

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA ACADÉMICA PROFESIONAL
DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



**“BALANCE EXERGÉTICO EN LA TURBINA DE VAPOR TGM DE 21.7 MW
PARA EL INCREMENTO DE SU EFICIENCIA - EMPRESA
AGROINDUSTRIAS SAN JACINTO S.A.A”**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA**

AUTORES

- ❖ **Bachiller:** MIGUEL ANGEL CABELLOS MOORE,
- ❖ **Bachiller:** JUAN JOSÉ LEYNER ZAFRA SALDAÑA

ASESOR

M.Sc. ROBERT FABIÁN GUEVARA CHINCHAYAN

NUEVO CHIMBOTE – PERU

2016



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA ACADÉMICA PROFESIONAL
DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**

CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente Tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la Universidad Nacional del Santa (R: D: N° 471-2002-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

**TESIS PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGÍA**

**Título: “BALANCE EXERGÉTICO EN LA TURBINA DE VAPOR TGM
DE 21.7 MW PARA EL INCREMENTO DE SU EFICIENCIA -
EMPRESA AGROINDUSTRIAS SAN JACINTO S.A.A”**

TESISTAS:

Bachiller: Miguel Ángel Cabellos Moore

Bachiller: Juan José Leyner Zafra Saldaña

.....

M.Sc. Robert Fabián Guevara Chinchayan

ASESOR



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA ACADÉMICA PROFESIONAL
DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**

CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR DE TESIS

Damos la conformidad del presente Informe, desarrollado en cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al Reglamento General para Obtener el Grado Académico de Bachiller y el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.Nº 471-2002-CU-R-UNS); intitulado:

**TESIS PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGIA**

**Título: “BALANCE EXERGÉTICO EN LA TURBINA DE VAPOR TGM
DE 21.7 MW PARA EL INCREMENTO DE SU EFICIENCIA -
EMPRESA AGROINDUSTRIAS SAN JACINTO S.A.A”**

TESISTAS:

Bachiller: Miguel Angel Cabellos Moore

Bachiller: Juan José Leyner Zafra Saldaña

Revisado y Evaluado por el siguiente Jurado Evaluador:

.....
M.Sc. Hugo Rolando Calderón Torres
Presidente

.....
M.Sc. Christian Puican Farroñay
Secretario

.....
M.Sc. Robert Fabián Guevara Chinchayan
Miembro

DEDICATORIA

A Dios por darme sabiduría y entendimiento, por iluminar cada día de mi vida y por darme la fuerza y determinación necesaria para emprender y culminar cada meta trazada en mi vida.

A mis padres José y Yadira por estar siempre dándome ánimos para seguir adelante, que en cada obstáculo que te ponga la vida siempre debes seguir adelante con la convicción y con los valores con que me formaron para lograr cada meta trazada.

A mi familia y amigos en general, ya que sin su apoyo no hubiera sido posible la realización de este proyecto de investigación.

Juan José Zafra Saldaña

DEDICATORIA

*En primer lugar, a Dios por su amor,
misericordia, gracia, favor y muchas
bendiciones recibidas.*

Y porque ser lo mejor de mi vida.

*A mis padres por su ejemplo y apoyo
incondicional frente a cada desafío
en mi vida y formación profesional.*

*A mis hermanos, por su apoyo,
aliento, ejemplo, dedicación.*

Miguel Angel Cabellos Moore

AGRADECIMIENTO

A nuestra prestigiosa Alma Mater, Universidad Nacional del Santa, por habernos acogido durante estos años de estudio en nuestra formación personal y profesional, en donde quedan recuerdos de una etapa maravillosa en nuestra vida profesional, donde pusimos nuestros deseos de superación y abnegación para el logro de nuestros objetivos y recompensa en cada uno de los esfuerzos, realizándonos como profesionales de Ingeniería en Energía.

A los docentes de la Escuela Académica Profesional de Ingeniería en Energía por la calidad de educación y formación recibida durante los años de formación profesional, por los sabios consejos y apoyo incondicional.

Un especial agradecimiento a nuestro asesor M.Sc. Robert Fabián Guevara Chinchayan, por sus aportes valiosos, apoyo y tiempo incondicional, que fueron esenciales para el inicio, desarrollo y culminación del presente trabajo de investigación; y todos los docentes que nos brindaron sus conocimientos y apoyo para la realización del presente trabajo de investigación.

RESUMEN

El presente estudio para optar el título profesional de Ingeniero en Energía presenta el análisis exergético del Turbogenerador de 21.7 MW puesta en operación en el mes de agosto del 2015; para la optimización del proceso de generación de energía eléctrica para el consumo del ingenio San Jacinto ubicado en la provincia Del Santa.

Mediante la evaluación de los procesos energéticos actuales con una molienda de 3000 toneladas de caña por día se calcularon los indicadores energéticos de operación los cuales tienen los siguientes valores: 1.85 toneladas de vapor/tonelada de bagazo para el índice de generación térmica, 0.481 toneladas de Vapor/tonelada de caña, para el índice de consumo térmico y 70.7 kW/tonelada de caña para el índice de consumo eléctrico.

Mediante la evaluación de los procesos energéticos proyectados en la ampliación de molienda a 4500 toneladas de caña por día, se determinó el modelo más eficiente de operación, el cual consiste en la sustitución de turbinas por motores eléctricos en el área de trapiche y calderas, puesta en marcha del turbogenerador TGM de 21.71 MW instalado.

ABSTRACT

This study to obtain the professional degree of Energy Engineer presents the Exergy analysis of turbo generator of 21.7 MW commissioned in the month of August 2015; for the process optimization of electric power generation for consumption of device sugar San Jacinto, located Santa'province.

Through assessing current energy milling processes 3,000 tons of cane per day energy operation indicators which have the following values: 1.85 tons of steam/ton of bagasse for the rate of heat generation 0.481tons of steam/ton of cane for the index were calculated 1.85 heat consumption and 70.7 kW/ton of cane for the index of electricity consumption.

Through evaluating projected energy processes in expanding milling 4500 tons of cane per day, more efficient operating model was determinate, which is the replacement of turbines by electric motors in the area of mill and boiler start-up of 21.71 MW turbo generator TGM installed.

Índice

Dedicatoria	iv
Agradecimiento	vi
Resumen	vii
Abstract	viii
CAPITULO I:REALIDAD DEL PROBLEMA	19
1.1. Identificación de la empresa .	20
1.1.1. Denominación	20
1.1.2. Ubicación geográfica	20
1.1.3. Actividad Económica	20
1.2. Planteamiento del problema.	21
1.3. Realidad del problema	22
1.4. Antecedentes de la investigación	23
1.5. Formulación del problema	26
1.6. Importancia y justificación del estudio	26
1.7. Objeto de la investigación.	27
1.7.1. Hipótesis de la investigación	27
1.7.2. Identificación de variables e indicadores:	27
1.7.3. Objetivo general	28
1.7.4. Objetivos específicos	28
1.7.5. Limitación de la Investigación	28
1.8. Presupuesto	29
CAPITULO II:MARCO TEÓRICO	30
2.1. Balance de energía	31
2.1.1. Balance de energía en sistemas cerrados	31
2.1.2. Modelo para volúmenes de control en estado estacionario	32
2.1.3. Modelo para volúmenes de control en estado transitorios	34
2.2. Balance de entropía	34
2.2.1. Balance de entropía - volúmenes de control en estado estacionario	34
2.3. Balance de exergía	35

2.3.1. Concepto de entorno y medio ambiente	35
2.3.2. Estado muerto	36
2.3.3. Calculo de la exergía	37
2.3.4. Aspectos de la exergía	40
2.3.5. Balance de exergía para un sistema cerrado	41
2.3.6. Exergía de flujo	43
2.3.7. Balance de exergía para volúmenes de control	43
2.3.8. Eficiencia exergética	44
2.4. El ciclo rankine ideal	46
2.4.1. Cálculo de las principales transferencias de calor y trabajo	47
2.4.2. Principales irreversibilidades y pérdidas	49
2.5. Fundamentos teóricos de un ingenio azucarero	52
2.5.1. Producción de vapor	52
2.5.2. Generación de electricidad	55
2.6. Principales arreglos termodinámicos en los ingenios azucareros	59
2.7. Reducción de emisiones de CO ₂ (bono de carbono)	63
2.7.1. Generación de carbono	64
CAPITULO III: MATERIAL Y METODO	65
3.1. Metodología de la investigación	66
3.1.1. Indicadores térmicos de la generación de vapor (calderas)	66
3.1.2. Balance de energía y exergía del turbogenerador de 21.7 MW con parámetros de diseño	66
3.1.3. Balance de energía y exergía del turbogenerador de 21.7 MW con parámetros actuales de operación	66
3.1.4. Balance de energía para equipos de preparación y extracción de caña en el área de trapiche	66
3.1.5. Balance energético y exergético del turbogenerador con la electrificación proyectada	66
3.2. Diseño de la investigación	67
3.2.1. Evaluación de indicadores del flujo de vapor generado	67
3.2.2. Evaluación energética y exergética con parámetros de diseño en el turbogenerador de 21.MW	70
3.2.3. Evaluación energética y exergética con parámetros actuales de operación en el turbogenerador de 21.7 MW	72
3.2.4. Evaluación energética y exergética de la turbina de 21.7 MW con parámetros proyectados	72

3.3. Población y muestra	82
3.3.1. Referente a la empresa San Jacinto	82
3.3.2. Proceso productivo en el campo	83
3.3.3. Generación de energía eléctrica	87
3.3.4. Medición y equipos	88
CAPITULO IV: CÁLCULOS Y RESULTADOS	90
4.1. Cálculos de indicadores del flujo de vapor generado	91
4.2. Cálculos energéticos y exergéticos con parámetros de diseño	92
4.3. Cálculos energéticos y exergéticos con parámetros de actuales de operación	93
4.4. Cálculos energéticos y exergéticos con parámetros proyectados	97
4.4.1. Calculo de potencia consumida en los equipos consumidores de vapor	97
4.4.2. Calculo del flujo de vapor disponible	98
4.4.3. Calculo del balance de energía proyectada	99
BIBLIOGRAFÍA	110
ANEXOS	113
a.Graficas estadísticas	114
b.Graficas según parámetros de diseño del turbogenerador de 21.7 MW	118
c.Graficas según parámetros de operación actual turbogenerador de 21.7 MW	122
d.Gráficas según indicadores de equipos de preparación de caña y extracción de jugo	128
e.Graficas según parámetros de proyección de electrificación de equipos en trapiche	131

Índice de tablas

Tabla N° 1: Factores de emisión de carbono	64
Tabla N° 2: Parámetros de los generadores de vapor de AISJ	68
Tabla N° 3: Coeficientes de pérdidas	69
Tabla N° 4: Informaciones técnicas generales del turbogenerador	70
Tabla N° 5: Equipos consumidores de vapor en el área de trapiche	73
Tabla N° 6: Datos de molienda	74
Tabla N° 7: Equipos de preparación de caña	74
Tabla N° 8: Consideraciones técnicas para los equipos de preparación de caña	75
Tabla N° 9: Datos para dimensionamiento de equipos de extracción de jugo	76
Tabla N° 10: Condiciones de operación de turbinas de vapor en el área de trapiche	78
Tabla N° 11: Dimensiones de entrada y salida en turbinas de trapiche	78
Tabla N° 12: Dimensiones geométricas de turbinas del área de trapiche	80
Tabla N° 13: Dimensiones para la transferencia por conducción	80
Tabla N° 14: Conductividad y espesor de materiales	80
Tabla N° 15: Temperaturas medidas en turbinas de vapor (°C)	81
Tabla N° 16: Turbina de extracción – contrapresión	87
Tabla N° 17: Características del generador eléctrico WEG AISJ	88
Tabla N° 18: Parámetros de operación de la turbina de vapor de 21.7 MW	89
Tabla N° 19: Índice de pérdidas y recuperación de calor	91
Tabla N° 20: Índice de consumo de bagazo para la generación de vapor	91
Tabla N° 21: Balance de energía de diseño en el turbogenerador TGM	92
Tabla N° 22: Balance de exergía de diseño en el turbogenerador TGM	92
Tabla N° 23: Eficiencias e indicadores de diseño del turbogenerador TGM	93
Tabla N° 24: Balance de energía actual en la turbina de vapor TGM	94
Tabla N° 25: Balance de exergía actual en la turbina de vapor TGM	95
Tabla N° 26: Eficiencias e indicadores energéticos actuales	96
Tabla N° 27: Potencia consumida en equipos de preparación de caña	97
Tabla N° 28: Potencia consumida en equipos de extracción de jugo	98
Tabla N° 29: Propiedades del vapor de agua para las turbinas en trapiche	99
Tabla N° 30: Indicadores energéticos actuales para turbinas de vapor en trapiche	100
Tabla N° 31: Condiciones proyectadas de operación en el turbogenerador de 21.7 MW	101
Tabla N° 32: Propiedades proyectadas de entrada del vapor	102
Tabla N° 33: Propiedades proyectadas de salida del vapor	103
Tabla N° 34: Balance de energía proyectado en el turbogenerador de 21.7 MW	104
Tabla N° 35: Balance de exergía proyectado en el turbogenerador de 21.7 MW	105
Tabla N° 36: Indicadores energéticos proyectados	106
Tabla N° 37: Parámetros estadísticos de generación eléctrica	114
Tabla N° 38: Parámetros estadísticos de generación de vapor	116

Tablas de figuras

Figura N° 1: Sistema combinado formado	37
Figura N° 2: Esquema para analizar el uso eficiente de la energía	44
Figura N° 3: Diagrama temperatura - entropía del ciclo rankine ideal	47
Figura N° 4: Principales transferencia de calor y trabajos	48
Figura N° 5: diagrama temperatura –entropía, irreversibilidades en la turbina y bombas	50
Figura N° 6: Caldera acuotubular foster wheeler N°01	53
Figura N° 7: Escalonamientos de reacción y pérdidas correspondientes	56
Figura N° 8: Diagrama de un escalonamiento de la turbina de acción	57
Figura N° 9: Turbina de condensación.	58
Figura N° 10: Turbina de contrapresión	58
Figura N° 11: Diagrama típico de un ingenio azucarero - tradicional	60
Figura N° 12: Diagrama típico de un ingenio azucarero- optimizado	61
Figura N° 13: Diagrama típico de un ingenio azucarero – actual	62
Figura N° 14: Diagrama transmisión de energía mecánica en el área de trapiche	73
Figura N° 15: Proceso productivo de la caña de azúcar	¡Error! Marcador no definido.
Figura N° 16: Equipos de extracción de jugo mezclado y bagazo de caña	86
Figura N° 17: Esquema del turbogenerador de 21.7 MW con parámetros de diseño	93

Tablas de Gráficas

Grafica N° 1: Promedio de energía generada del turbogenerador de 21.7MW	114
Grafica N° 2: Varianza de energía generada del turbogenerador de 21.7MW	115
Grafica N° 3: Desviación estándar de energía generada en el turbogenerador de 21.7 MW	115
Grafica N° 4: Promedio de flujo de vapor entrante a la turbina de vapor de 21.7 MW	116
Grafica N° 5: Varianza de flujo de vapor entrante en la turbina de vapor de 21.7MW	117
Grafica N° 6: Desviación estándar de flujo de vapor	117
Grafica N° 7: Flujo de exergía según el diseño del turbogenerador	118
Grafica N° 8: Destrucción de la exergía según parámetros de diseño	118
Grafica N° 9: Generación de entropía según parámetros de diseño	119
Grafica N° 10: Consumo Específico según parámetros de diseño	119
Grafica N° 11: Tasa de calor según parámetros de diseño.	120
Grafica N° 12: Eficiencia isoentrópica del turbogenerador de 21.7 MW según parámetros de diseño.	121
Grafica N° 13: Eficiencia exergética del turbogenerador de 21.7 MW según parámetros de diseño	121
Grafica N° 14: Generación de energía eléctrica según parámetros de operación actual.	122
Grafica N° 15: Trabajo de turbina de vapor de 21.7 MW según parámetros de operación actual.	123
Grafica N° 16: Exergía de flujo en el turbogenerador según parámetros de operación actual	123
Grafica N° 17: Exergía destruida en el turbogenerador de 21.7 MW según operación actual.	124
Grafica N° 18: Generación de entropía del turbogenerador de 21.7 MW según operación actual	125
Grafica N° 19: Consumo específico del turbogenerador de 21.7 MW según parámetros de operación actual.	125
Grafica N° 20: Tasa de calor del turbogenerador de 21.7 MW según parámetros de operación actual.	126
Grafica N° 21: Eficiencia isoentrópica según parámetros de operación actual.	127
Grafica N° 22: Eficiencia exergética según parámetros de operación actual.	127
Grafica N° 23: Eficiencia del ciclo según parámetros de operación actual.	128
Grafica N° 24: Potencia consumida por equipos de preparación de caña (machete 1 y 2)	128
Grafica N° 25: Potencia consumida por equipos de extracción de jugo.	129
Grafica N° 26: Potencia en las turbinas de vapor para accionamiento mecánico en los molinos	129
Grafica N° 27: Flujo de vapor consumido por equipos de preparación y extracción.	130
Grafica N° 28: Consumo específico de vapor en turbinas de accionamiento en trapiche.	130
Grafica N° 29: Eficiencia isoentrópica en turbinas de vapor en el área de trapiche.	131
Grafica N° 30: Potencia efectiva proyectada en el turbogenerador de 21.7 MW	131

Grafica N° 31: Trabajo proyectado del turbogenerador de 21.7 MW.	132
Grafica N° 32: Exergía de flujo proyectada en el turbogenerador de 21.7 MW.	132
Grafica N° 33: Trabajo máximo proyectado en el turbogenerador de 21.7MW	133
Grafica N° 34: Exergía destruida proyectada en turbogenerador de 21.7 MW.	133
Grafica N° 35: Generación de entropía proyectada en el turbogenerador de 21. 7 MW	134
Grafica N° 36: Consumo específico proyectado en el turbogenerador de 21.7 MW	134
Grafica N° 37: Tasa de calor proyectado en el turbogenerador de 21.7 MW.	135
Grafica N° 38: Eficiencia isoentrópica proyectada en el turbogenerador de 21.7 MW	135
Grafica N° 39: Eficiencia exergética proyectada en el turbogenerador de 21.7 MW.	136
Grafica N° 40: Eficiencia del ciclo proyectado en el turbogenerador de 21.7 MW	136
Grafica N° 41: Potencia excedente según la proyección establecida	137
Grafica N° 42: Potencia disponible para cogenerar	138
Grafica N° 43: Temperatura de escape en función al flujo de vapor	139

Levenda

ΔE_C = Diferencial de energía cinética (kJ/kg)
 ΔE_P = Diferencial de energía potencial (kJ/kg)
 ΔE_U = Diferencial de energía interna (kJ/kg)
 Q = calor transferido (kJ/kg)
 W = trabajo realizado por el sistema (kJ/kg)
 Q_{VC} = calor transferido en un volumen de control (kJ/kg)
 m_e = flujo másico de entrada (kg/s)
 h_e = entalpia de entrada (kJ/kg)
 C_e = velocidad cinética de entrada (m/s)
 Z_e = nivel de entrada (m)
 W_{VC} = trabajo desarrollado en un volumen de control (kJ/kg)
 m_s = flujo másico de salida (kg/s)
 h_s = entalpia de salida (kJ/kg)
 C_s = velocidad cinética de salida (m/s)
 Z_s = nivel de salida (m)
 S_e = entropía de entrada (kJ/kg.K)
 S_s = entropía de salida (kJ/kg.K)
 σ_{vc} = entropía generada en un volumen de control (kJ/kg.K)
 T_0 = Temperatura de estado muerto (temperatura ambiente) °C
 P_0 = Presión atmosférica (kPa)
 w = Humedad del bagazo (%)
 PCI = Poder calorífico inferior (kcal/kg)
 q = Perdida de gases de combustión (kcal/kg)
 t = Temperatura la chimenea (°C)
 m = Exceso de aire (%)
 q' = Cantidad de calor recuperado de la combustión (kcal/kg)
 α = coef. Perdidas por inquemados
 β = coef. Perdidas por radiación
 η = coef. Perdidas por combustión incompleta
 IG = Índice de generación térmica (kg vapor/ kg de bagazo)
 h_i = Entalpia de agua de alimentación (kcal/kg)
 h_s = Entalpia de vapor sobrecalentado (kcal/kg)
 mv_{tot} = Flujo de vapor generado por las 2 calderas (kg vapor/s)
 $P_{turbina}$ = Potencia generada por la turbina en contrapresión (kW)
 $P.G$ = Potencia generada en los bornes del generador (kW)
 η_g = Eficiencia del generador
 η_{Redu} = Eficiencia del reductor
 m_v = Flujo de vapor (kg/s)
 h_2 = Entalpia de presión de escape de la turbina contrapresión (kJ/kg)
 h_1 = Entalpia de presión de admisión de la turbina contrapresión (kJ/kg)
 Q_c = Calor cedido (kW)
 C_2 = velocidad de salida del vapor (m/s)
 C_1 = velocidad de entrada del vapor (m/s)
 H_2 = nivel de la válvula de admisión (m)
 H_1 = nivel de la válvula de escape (m)
 η_{Is} = eficiencia isoentrópica (%)

h_{2is} =Entalpia con expansión de entropía constante (kJ/kg)
 S_2 = Entropía de presión de escape de la turbina contrapresión (kJ/kg.K)
 S_1 = Entropía de presión de admisión de la turbina contrapresión (kJ/kg.K)
 h = Altura de colchón de caña (mm)
 C = Trabajo de los molinos TCH
 v = Velocidad del conductor (m/min)
 L = Ancho del conductor (m).
 d = Peso de cañas, antes de las cuchillas (kg/m³)
 r =Ajuste de las cuchillas (mm)
 h = Altura de colchón de caña (mm)
 i = Peso de cañas no cortadas (%)
 k = Proporción de caña cortada (%)
 P =Potencia media consumida por las cuchillas
 C = Trabajo de los molinos TCH
 f = Fibra en la caña, con relación a la unidad.
 k = Proporción de cañas cortadas (%)
 n = Velocidad de rotación de las cuchillas (RPM)
 R = Radio del círculo en la punta de las hojas (cm)
 p = Paso de cuchillas (cm)
 f = Fibra de la caña en relación con la unidad
 L = Longitud de los cilindros (m)
 D = Diámetro de los cilindros (m)
 n = Velocidad de los cilindros (RPM)
 q = Carga fibrosa, en kg por m²
 e = Rendimiento de los engranes.
 P = Presión hidráulica total aplicada sobre el cilindro superior
 τ = Carga fibrosa especifica del molino (kg/m²/m)
 d =Densidad del bagazo comprimido en el plano axial delos cilindros de salida (kg/m³)
 v = Volumen específico (m³/kg)
 C = Velocidad del flujo de vapor (m/s)
 A = Sección de la tubería (m²)
 T_{adm} = Temperatura de admisión (°C)
 T_a = Temperatura ambiente (°C)
 L = Longitud del cilindro (m)
 r_1 = Radio interior de la turbina de vapor (m)
 r_2 = Radio exterior de la turbina de vapor (m)
 r_3 = Radio que cubre el aislante (manta mineral de roca) (m)
 r_4 = Radio de la plancha de recubrimiento para el aislante (m)
 $K_{mat\ Turb}$ = Conductividad térmica del material de la turbina (W/m°C)
 K_{aisl} = Conductividad térmica del aislante (manta mineral de roca) (W/m°C)
 K_{planc} =Conductividad térmica de la plancha ASTM A36 3/16". (W/m°C)
 $e_{mat\ Turb}$ = Espesor del material de la turbina. (m)
 e_{aisl} = Espesor del material aislante. (m)
 e_{planc} = Espesor de la plancha metálica. (m)
 Ra = Número de Raleigh.

g = Gravedad (m/s^2).

T_s = Temperatura de salida ($^{\circ}C$).

T_a = Temperatura ambiente ($^{\circ}C$).

L = Longitud o longitud equivalente (m).

V = Viscosidad cinemática.

α = Difusividad térmica.

h_c = Coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2^{\circ}C$).

Nu = Número de Nusselt.

K_{aire} = Conductividad térmica del material ($W/m^{\circ}C$).

Pr = Numero de Prant.

CAPITULO I:

REALIDAD DEL PROBLEMA

1.1. Identificación de la Empresa

1.1.1. Denominación

Razón social : AGROINDUSTRIAS SAN JACINTO S.A.A.

1.1.2. Ubicación Geográfica

Su centro de operaciones es la localidad de San Jacinto, su complejo agroindustrial se encuentra ubicado en la Av. Santa s/n a 420 Km. al norte de Lima, situada en el distrito de Nepeña, provincia del Santa, departamento de Ancash. Comprende las tierras ubicadas en: San Jacinto, Huacatambo, Capellanía, Cerro Blanco, San José, La Capilla y Motocachy.

Geográficamente San Jacinto se ubica en las coordenadas 9° y 30° de latitud Sur y 78° 18 de longitud oeste, a unos 45 Km de la ciudad de Chimbote y a 405 Km de la ciudad de Lima.

1.1.3. Actividad Económica

La actividad agroindustrial en la zona, data desde la época virreinal con la entrega al capitán Carrillo de la parte del valle que corresponde a Motocachy. Desde 1581 a 1767 la corona española entregó a la orden de los Jesuitas las tierras comprendidas entre la parte alta de Motocachy hasta La Capilla en el litoral, constituyéndose en los hacendados más importantes del valle.

En 1872 ésta hacienda es vendida a don Enrique Swayne, quien era propietario de la hacienda San Jacinto. El Sr. Swayne de nacionalidad escocesa, que había adquirido San Jacinto en 1860, fue quien sentó las bases de la industria azucarera en el valle, ya que por primera vez adquirió un Vacuum Pan para la elaboración como complemento del trapiche, traído desde Inglaterra. Al fallecer don Enrique Swayne, quedó como administrador de sus bienes don Augusto B. Leguía, su yerno, hasta el año 1908 en que fue elegido Presidente del Perú. Luego en 1968; esta empresa fue adquirida por el Consorcio Cubano-Estadounidense.

En 1969, se produce la intervención del estado haciendo que se forme como Cooperativa.

En 1992 se produce el cambio de modelo empresarial, pasando de cooperativa a Sociedad Anónima con el nombre de Agroindustrias San Jacinto S.A.A y el ingreso al accionariado y a la administración, del grupo financiero Corporación Agroindustrial Progreso S.A. en Julio de 1996.

Y para setiembre del 2009 al mismo estilo del mundialmente famoso juego 'monopolio' los grupos Gloria y Picasso Candamo decidieron intercambiar negocios, el primero para incrementar su participación en el sector azucarero y el segundo para fortalecer su división farmacéutica. Esta estratégica movida involucra, la transferencia del íntegro de las acciones de Farmacéutica del Pacífico S.A.- Farpasa (de propiedad de la familia Rodríguez Banda) a favor de los accionistas de Agroindustrias San Jacinto S.A.A. (es decir el conglomerado Picasso Candamo) en calidad de pago por el 72.57% de las acciones del ingenio.

Producción

La Empresa Agroindustrial San Jacinto se dedica a la producción de azúcar comercial doméstica a partir del procesamiento de la planta de la caña de azúcar como materia prima. Los productos que elabora son: azúcar rubia doméstica, azúcar blanca doméstica y la azúcar para exportación (Azúcar sin terminar de procesar). Además, obtiene como subproducto el alcohol etílico rectificado fino.

En la fábrica se muelen más de 750000 toneladas de caña anualmente en aproximadamente 310 días de zafra (día efectivo de molienda). En el ingenio actualmente se muelen entre 2800 y 3200 toneladas por día de caña, aproximadamente, siendo su producción de aproximadamente 5500 bolsas de azúcar rubia o blanca de 50 Kilos. El tipo de azúcar que se produce depende de cómo esté el precio en el mercado de cada uno de estos productos.

1.2. Planteamiento del Problema

La energía juega un papel importante como insumo en las actividades de producción y consumo, los elevados costos de operación han derivado en la búsqueda de la integración y optimización de los procesos energético con la finalidad de mejorar los indicadores de producción y consumo.

El ingenio azucarero San Jacinto S.A. ubicado en la provincia del Santa y perteneciente al grupo económico Gloria, tiene como principal actividad económica cultivar y procesar la caña de azúcar, produciendo azúcar y derivados de primera calidad de acorde con las normas establecidas en la certificación ISO 9001:2000.

Los procesos de elaboración de azúcar y alcohol son abastecidos de energía térmica procedente del vapor de escape del turbogenerador y turbinas de accionamiento.

Un análisis exerético es una metodología que nos va a permitir mejorar la generación de energía y aprovechar al máximo el rendimiento, también nos permite la reducción de costos y ahorro en energía primaria (vapor), es decir proporcionaría un beneficio energético y económico a la empresa.

La metodología para el análisis es la siguiente:

Un análisis exerético se caracteriza por calcular la magnitud de la destrucción de la exergía en cada componente durante el proceso en este caso se realizará para una turbina de vapor TGM de 21.7 MW.

1.3. Realidad del problema

La Empresa Agroindustrias San Jacinto cuenta con una turbina de vapor TGM que es utilizada para la cogeneración de energía eléctrica para abastecer a la planta de Agroindustrias San Jacinto.

La central de cogeneración con una turbina de vapor TGM, tiene una potencia efectiva de 21.7 MW, un consumo específico de 8.87 KgV/kWh, y un consumo de combustible (biomasa) de 38.78 Ton bagazo /hora.

La energía eléctrica producida es utilizada para abastecer la fábrica de Agroindustrias San Jacinto S.A.A. (cogeneración), se utiliza como combustible biomasa (bagazo) con una humedad del 47.58%; la energía eléctrica producida es utilizada para el accionamiento de motores eléctricos (bombas de agua, aceite, molinos, conductores de bagazo y ceniza).

No se ha realizado un análisis exergético en la turbina de vapor TGM en la empresa, por tanto, se desconoce la exergía destruida en la turbina, por lo cual un análisis exergético nos va a permitir mejorar la generación de energía aprovechando al máximo el rendimiento, y reducir costos permitiendo así obtener un beneficio energético y económico a la empresa.

1.4. Antecedentes de la investigación

- **Según Arroyave, (2004).** "Análisis energético y exergético en una torre de destilación". Medellín-Colombia, Energética, aplicaron un análisis de energía y exergía a una torre de destilación convencional, plantearon la posibilidad de implementar un dispositivo adicional como alternativa para disminuir la exergía destruida, concluyendo que la realización del estudio permite el mejoramiento de la eficiencia energética y la optimización de los procesos industriales.
- **Según Agudelo, A., (2008).** "Diagnostico exergético del proceso de combustión de un motor diesel": Medellín-Colombia, Rev. F. ingeniería Universidad de Antioquia. desarrollaron un modelo de diagnóstico exergético, aplicado para caracterizar la operación de un motor diesel, permitiéndoles estudiar el proceso en el interior del cilindro durante el período de válvulas cerradas y determinando cómo se distribuye la exergía y cuál es el potencial exergético de las pérdidas. Establecieron las irreversibilidades y la distribución de la exergía a lo largo del proceso, encontrando que la combustión es la principal fuente de irreversibilidades.

Los resultados mostraron que al aumentar el grado de carga disminuía la destrucción de exergía, lo cual se tradujo principalmente en un aumento de la exergía de los gases de escape.

- **Según Borja y Gonzales (2003)** sobre "Análisis Exergético y Evaluación Termoeconómica de un Ciclo combinado de Generación de Energía Eléctrica". Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Minas (Universidad de Madrid) -España, en su tesis determino que para una central de ciclo combinado de 219 MW de configuración 2x1, en el turbogruppo de vapor, el

mayor coste exergético unitario lo presenta la energía vertida a la red, seguida por el trabajo mecánico realizado por la turbina. Esta diferencia de costes exergético unitarios, se debe a que a las ineficiencias de la turbina hay que sumar las del generador de energía eléctrica.

- **Según Carrillo, G., (2007)** "Enfoque exergético para la optimización del uso de la energía en la industria": Bucaramanga-Colombia. En su artículo proponen una metodología para realizar auditorías exergéticas, como soporte a un plan de uso racional y eficiente de la energía, aplicando al sistema de bombeo del acueducto metropolitano de Bucaramanga.

- **Según Coca (2010)** sobre "Análisis de costos exergéticos en una planta termoeléctrica" Instituto Politécnico Nacional. México, en su Tesis para Obtener el grado de "Maestro en ciencias en ingeniería Mecánica", Los resultados obtenidos se compararon, para el ciclo de gas entre sus condiciones de diseño y de operación, para el ciclo combinado y el ciclo híbrido entre sus diferentes cargas de operación (50%, 75% y 100%), así mismo se realizó una comparación entre los tres ciclos de la planta termoeléctrica.

Donde se demostró que el ciclo que logra aprovechar mejor la exergía es el ciclo combinado, ya que en estos ciclos se logra aumentar la eficiencia del ciclo simple de gas con la adición del ciclo de vapor. Para el ciclo híbrido, aunque se habla de un ciclo combinado, y el uso de un generador de vapor, al no estar trabajando la turbina de gas y el generador de vapor a su máxima capacidad, su eficiencia disminuye.

- **Según Gonzales y Cantillo (2009)** sobre "Análisis Exergético de la Planta Térmica de la Escuela de Ingeniería Mecánica". Universidad Industrial de Santander -Colombia, en su tesis determino que la turbina de vapor constituye el equipo más crítico en planta, debido a que presenta la eficiencia exergética más baja del sistema, así como el coste más alto de irreversibilidades, es decir representa el gasto económico más alto en el proceso productivo.

- **Según Lugo, Salazar, Toledo y Zamora (2009)** sobre “Análisis Exergético a la Planta de Ciclo Combinado de dos Niveles de Presión” Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa-Lugo y Zamora (México), Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec-Salazar(México), Instituto Politécnico Nacional-Toledo (México), en su estudio de investigación del IX CONGRESO IBEROAMERICANO DE INGENIERIA MECANICA – LAS PALMAS DE GRAN CANARIA (España), demostraron que las mayores pérdidas de generación y de disminución de eficiencias energética y exergética se encuentran en los cuerpos de alta y baja presión (TAP y TBP) y que Las disminuciones de eficiencias energética y exergética son de 5.90% y 4.85% en la TAP, y de 6.90% y 6.42% en la TBP, respectivamente. Las mayores irreversibilidades se tienen en la Cámara de Combustión con 25.8% en promedio, en relación al W_{max} (Flujo de Trabajo máximo en KW). Por cada 0.5 en el incremento de la Relación de Presiones, la irreversibilidad disminuye en 0.45% y por cada 50°C de incremento en la Turbina de Gas disminuye en 0.58%, debido principalmente a los requerimientos de flujo de aire a la entrada de la Turbina de Gas. El segundo equipo que presenta mayores irreversibilidades 4.0% en promedio, es la Turbina de Gas.
- **Según Quinto, Coca y Aguirre (2009)** sobre “Análisis Exergético en una turbina de vapor de 350 MW” Escuela Superior de Ingeniería Eléctrica y Mecánica- Zacatenco. México, en su memoria de investigación del XV CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM (México), demostraron que las mayores pérdidas de generación y de disminución de eficiencias energética y exergética se encuentran en los cuerpos de alta y baja presión (TAP y TBP) y que Las disminuciones de eficiencias energética y exergética son de 5.90% y 4.85% en la TAP, y de 6.90% y 6.42% en la TBP, respectivamente.
- **Según Rodríguez Peña, D (2008).** "Análisis energético-exergético de calderas piro-tubulares". : Innovación tecnológica, mediante un análisis energético, entrópico y exergético, determinaron el estado técnico de un

generador de vapor del tipo pirotubular, analizando flujos de entrada y salida del sistema de calderas sobre la base de: temperaturas, presiones, entalpías entropías, exergías y flujos másicos, obteniendo rendimientos por debajo de los recomendados en el funcionamiento de este tipo de generadores de vapor, concluyendo con propuestas de mejorar los rendimientos obtenido.

- **Según Velásquez, Jaime (2013)** sobre: “Balance Exergético en la central Termoeléctrica de Chimbote De 20.2 Mw” Universidad Nacional del Santa (Perú), demostró que Mediante un Balance Exergético en la Central Termoeléctrica de Chimbote de 20.2 MW. Se pudo incrementar la eficiencia de planta en un 5%.
- **Según Zavaleta, Oscar (2004)** sobre: “Evaluación del caldero N° 10 de la E.A.A. Casa Grande mediante un balance exergético” Universidad Nacional del Santa (Perú), demostró que las pérdidas de exergía de los calderos la E.A.A. Casa Grande en su totalidad llegan a ocasionar una pérdida económica de 993,96 dólares /hora, pudiendo disminuirse hasta en un 5%, teniendo en cuenta que la antigüedad del equipo y falta de un mantenimiento preventivo son factores en contra para poder revertir de manera considerable las pérdidas exergéticas.

1.5. Formulación del problema

¿De qué manera se podrá reducir las irreversibilidades y cuantificar la eficiencia exergética de la turbina de vapor de TGM de 21.7 MW, en la empresa Agroindustrias San Jacinto S.A.A.?

1.6. Importancia y justificación del estudio

La optimización de un sistema térmico es a menudo usada por fines lucrativos, aunque muchos otros aspectos como la eficiencia, la generación y consumo eléctrico están incluidos dentro de la optimización, dependiendo de la aplicación del sistema que deben satisfacer un espacio de solución restringidos por variables del proceso de elaboración de azúcar como lo es la temperatura, presión y flujo másico del gas de escape, consumos de agua, energía eléctrica, emisiones de material particulado producido por la combustión del bagazo, entre otras.

Con todo lo anterior se intenta maximizar la producción de energía eléctrica y la eficiencia exergética del turbogenerador de la planta, responsable de la generación de electricidad para consumo propio. De esta forma se minimiza los costos de producción de energía eléctrica.

1.7.Objeto de la investigación

1.7.1. Hipótesis de la investigación

Aplicando el balance de energía y exergía en turbinas de vapor en el área de trapiche con la finalidad de cuantificar el flujo de vapor disponible, se lograra un incremento del 5% de la eficiencia exergética en la turbina TGM de 21.7 MW en la empresa Agroindustrias San Jacinto S.A.A.

1.7.2. Identificación de variables e indicadores

- **Variable independiente**
 - Balance exergético (MW)

- **Indicadores independientes**
 - Temperatura (°C)
 - Presión de entrada (psi/bar)
 - Presión de salida (psi/bar)
 - Irreversibilidades (MW/K)
 - Flujo másico de vapor (Ton vapor / h)

- **Variable dependiente**
 - Eficiencia del turbogenerador (%)

- **Indicadores dependientes**
 - Potencia efectiva total (MW)
 - Potencia efectiva máxima (MW)

1.7.3. Objetivo general

- Realizar un Balance Exergético en la turbina de vapor TGM de 21.7 MW para incrementar su eficiencia en la empresa Agroindustrias San Jacinto S.A.A.

1.7.4. Objetivos específicos

- Evaluar indicadores térmicos de generación de vapor en operación actual en las calderas FW01 y FW03 para determinar el flujo de vapor disponible para la generación de energía en la empresa Agroindustrias San Jacinto S.A.A.
- Realizar el balance de energía y exergía con parámetros de diseño en la turbina de vapor TGM de 21.7 MW en la empresa Agroindustrias San Jacinto S.A.A.
- Realizar el balance de energía y exergía en condiciones de operaciones actuales de la turbina de vapor TGM 21.7 MW en la empresa Agroindustrias San Jacinto S.A.A.
- Realizar el balance de energía y exergía proyectado en la turbina de vapor TGM 21.7 MW considerando la sustitución de turbinas de accionamiento por motores eléctricos en el área de trapiche de la empresa Agroindustrias San Jacinto S.A.A.
- Identificar los puntos críticos para la mejora eficiencia y generación de energía en la turbina de vapor TGM de 21.7 MW.

1.7.5. Limitación de la investigación

- Se han registrados investigaciones en ciclo abierto Brayton simple (turbina de gas) en Siderperu (Duke Energy) y caldera Acuatubular en Casa Grande (Grupo Gloria), pero no para una turbinas de Vapor.

1.8. Presupuesto

CUADRO N°01: MONTOS		
CODIGO	DENOMINACION	Monto (S/.)
		Total
A.1	BIENES	1,400.00
A.2	SERVICIOS	1,800.00
	SUBTOTAL	3,200.00
	IMPREVISTOS	360.00
	TOTAL	3,560.00

EN TOTAL SE GASTO:

TRES MIL QUINIENTOS SESENTA Y 00/100 NUEVOS SOLES

CAPITULO II: MARCO TEÓRICO

2.1. Balance de energía

2.1.1. Balance de energía en sistemas cerrados

La ecuación para principio de conservación de la energía para sistemas cerrados. Puede establecerse del siguiente modo:

$$\Delta E_C + \Delta E_P + \Delta E_U = Q - W \quad (2.1)$$

Esta ecuación muestra que una transferencia de energía a través de la frontera del sistema se manifestara por el cambio de una o más de las distintas formas macroscópicas de energía; energía cinética, energía potencial gravitatoria y energía interna. Todas las referencias previas a la energía como una magnitud conservativa.

La expresión cantidad neta utilizada en la ecuación anterior del balance de energía debe interpretarse cuidadosamente, pues pueden darse transferencias de energía por calor o trabajo simultáneamente en distintos puntos de la frontera de un sistema.

En algunos de ellos la transferencia de energía puede ser hacia el sistema, mientras que en otros puede ser desde el sistema.

Las transferencias de energía por calor o trabajo, respectivamente, que ocurren durante el intervalo de tiempo considerado. Nótese que los signos algebraicos delante de los términos calor y trabajo son diferentes. Esto es consecuencia del convenio de signos adoptado previamente. Delante de **W** en la que aparece un signo menos porque la transferencia de energía por trabajo desde el sistema hacia el entorno se ha tomado como positiva. Delante de **Q** aparece un signo más porque se ha considerado positiva la transferencia térmica de energía hacia el sistema desde el entorno.

Balance de energía en términos de potencia queda como:

$$\frac{dE}{dt} = Q - W \quad (2.2)$$

Para un volumen de control en situación estacionaria, la condición de la masa contenida en el volumen de control y en la frontera no varía con el tiempo. Los flujos de masa y los flujos de energía transferida mediante calor y trabajo son también constantes en el tiempo.

2.1.2. Modelo para volúmenes de control en estado estacionario

El estudio de los volúmenes de control en estado estacionario. Se realiza el uso de los principios de conservación de la energía junto con las relaciones entre las propiedades termodinámicas para el análisis de los volúmenes de control en estado estacionario.

Se considera que el funcionamiento en estado estacionario donde el flujo es unidimensional en las zonas de entrada y salida de la masa en el volumen de control. También, en dichas zonas, se supone que son aplicables las condiciones de equilibrio para las relaciones entre propiedades termodinámicas.

El término de transferencia de calor Q_{vc} se iguala a cero en el balance de energía por resultar muy pequeño comparado con los otros intercambios de energía que tienen lugar a través de la frontera del volumen de control. Esta hipótesis puede provenir de uno o más de los siguientes hechos:

- (1). La superficie externa del volumen de control está bien aislada térmicamente.
- (2). La superficie externa es demasiado pequeña para que exista una transferencia de calor efectiva.
- (3). La diferencia de temperatura. Entre el volumen de control y su entorno es demasiado pequeña por lo que puede ignorarse la transferencia de calor.
- (4). El gas o líquido pasa a través del volumen de control tan rápidamente que no existe tiempo suficiente para que ocurra una transferencia de calor significativa.

El término de trabajo W_{vc} se eliminara del balance de energía cuando no existan ejes rotativos, desplazamientos de la frontera, efectos eléctricos, u otros mecanismos de transferencia de trabajo asociados al volumen de control considerado.

Los términos de energía cinética y potencial de la materia que entra y sale del volumen de control pueden despreciarse cuando su variación es de pequeña magnitud frente a las otras transferencias de energía.

En la práctica, las propiedades de los volúmenes de control considerados en estado estacionario, varían a lo largo del tiempo. Sin embargo, la hipótesis de estado estacionario seguirá siendo aplicable cuando las propiedades fluctúen solo ligeramente en torno a su valor promedio. También se puede aplicar la hipótesis de estado estacionario cuando se observan variaciones periódicas en el tiempo, Otros parámetros también podrían variar con el tiempo. Sin embargo, la hipótesis de estado estacionario puede aplicarse a volúmenes de control correspondientes a estos dispositivos si para cada periodo de funcionamiento sucesivo se satisfacen las siguientes condiciones:

- (1). No hay variación neta de la energía total y de la masa total dentro del volumen de control.
- (2). Los valores promedio a lo largo del tiempo de los flujos de masa, calor y trabajo y las propiedades de las sustancias que atraviesan la superficie de control, permanecen constantes.

$$\underbrace{Q_{vc} + \sum_e m_e \left(h_e + \frac{C_e^2}{2} + gZ_e \right)}_{\text{flujo de energía entrante}} = \underbrace{W_{vc} + \sum_e m_s \left(h_s + \frac{C_s^2}{2} + gZ_s \right)}_{\text{flujo de energía s}} \quad (2.3)$$

2.1.2.1. Volúmenes de control en turbinas

Una turbina es un dispositivo en el que se produce trabajo como resultado del paso de un gas o líquido a través de un sistema de alabes solidarios a un eje que puede girar libremente.

Las turbinas se emplean mucho en las centrales de vapor (térmico y nuclear), en las centrales de turbina de gas y como motores de aviación.

En estas aplicaciones, un vapor sobrecalentado o un gas entra a la turbina y se expande hasta una presión de salida menor produciendo trabajo. Una turbina hidráulica instalada en una presa. En este caso el agua, al atravesar la hélice, obliga al eje a girar y se produce trabajo.

Para una turbina en estado estacionario los balances de materia y energía pueden reducirse de la **ecuación (2.3)**. En muchos casos, y particularmente cuando el fluido de trabajo es un gas o vapor, el termino energía potencial es despreciable. Con una elección apropiada de la frontera del volumen de

control que engloba a la turbina, el cambio de energía cinética es también suficientemente pequeño como para despreciarlo. La única transferencia de calor entre la turbina y su entorno es la inevitable pérdida de calor, pero esta es a menudo pequeña en relación con los términos de trabajo y la variación de entalpía.

2.1.3. Modelo para volúmenes de control en estado transitorios

Muchos equipos experimentan periodos de funcionamiento *transitorio* en los cuales su estado cambia con el tiempo al igual que el de los flujos de entrada y salida. Los flujos de transferencia de calor y trabajo, los flujos másicos y los valores de las propiedades pueden variar con el tiempo durante el periodo de operación transitoria. Por ello la hipótesis de estado estacionario no será apropiada para analizar este tipo de situaciones.

Debe ponerse un cuidado especial al aplicar los balances de masa y energía, tal y como discutiremos a continuación.

$$U_{vc}(t) - U_{vc}(0) = Q_{vc} - W_{vc} \sum_i \left(\int_0^t m_e h_e dt \right) - \sum_e \left(\int_0^t m_s h_s dt \right) \quad (2.4)$$

2.2. Balance de entropía

2.2.1. Balance de entropía - volúmenes de control en estado estacionario

El balance de entropía es una expresión del segundo principio particularmente conveniente para el análisis termodinámico. El balance de entropía para volúmenes de control se obtendrá de la siguiente manera como una gran parte de los análisis en ingeniería se realizan sobre volúmenes de control en situación estacionaria, resultara instructivo repasar las formas de los balances de materia, energía y entropía para dicha situación. En estado estacionario, el principio de conservación de la masa y energía toma la forma:

$$\sum_j \frac{Q_j}{T_j} + \sum_e m_e s_e - \sum_s m_s s_s + \sigma_{vc} \quad (2.5)$$

Sistemas que realizan ciclos mientras mantienen contacto térmico con dos reservorios, uno caliente y otro frio. Se introduce un nuevo corolario del segundo

principio, conocido como desigualdad de Clausius, que es aplicable para todo ciclo sin importar el cuerpo, o cuerpos, con los que el ciclo intercambia energía por transferencia de calor. La desigualdad de Clausius proporciona la base para introducir dos variables instrumentales para la evaluación cuantitativa desde una perspectiva del segundo principio, tanto para sistemas cerrados como para volúmenes de control:

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_f = -\sigma_{ciclo} \quad (2.5)$$

Donde σ_{ciclo} puede interpretarse como una variable que representa la "fuerza" de la desigualdad.

El valor de σ_{ciclo} es positivo cuando se presentan irreversibilidades internas, nulo cuando no se presentan irreversibilidades internas, y nunca puede ser negativo. En resumen, la naturaleza del ciclo ejecutado por el sistema queda indicada por el valor de σ_{ciclo}

2.3. Balance de exergía

Los fundamentos del concepto de exergía aparecen con el Segundo Principio de la Termodinámica y las Leyes del Equilibrio de las transformaciones reales, al existir la posibilidad de poder generar un trabajo cuando dos sistemas en distintos estados térmicos, se ponen en contacto.

Si uno de ellos es un sistema ideal (medio ambiente) y el otro es un sistema cerrado, la exergía es el trabajo teórico máximo que se puede obtener de su mutua interacción hasta alcanzar el estado de equilibrio, dependiendo el valor numérico de la misma de los estados del sistema cerrado considerado y del medio ambiente.

2.3.1. Concepto de entorno y medio ambiente

Todo sistema evoluciona cuando interactúa con su entorno, por lo que es importante distinguir entre los conceptos de medio ambiente y de entorno.

Se define el entorno como todo aquello que no estando incluido en el sistema está en contacto térmico con su superficie de intercambio (medio exterior cercano), mientras que el concepto de medio ambiente es mucho más amplio y se aplica a aquella región (medio exterior lejano) en la que sus propiedades

intensivas son uniformes y no cambian significativamente como resultado del proceso que se efectúe, pudiéndose considerar a efectos térmicos como un cuerpo negro.

Las irreversibilidades se pueden considerar localizadas en el interior del sistema (irreversibilidades internas) o en su entorno inmediato (irreversibilidades externas).

El medio ambiente se supone libre de irreversibilidades, y se define como un sistema simple, compresible, de grandes dimensiones, que se mantiene siempre a una presión p_0 y temperatura T_0 uniformes, valores que pueden coincidir, o no, con las condiciones ambientales del entorno.

Sus propiedades intensivas no se modifican, pero las extensivas como la energía interna U_a , entropía S_a y volumen V_a , pueden variar como resultado de la interacción con otros sistemas, estando relacionadas por la ecuación:

$$\Delta U_a = T_0 \Delta S_a - p_0 \Delta V_a \quad (2.6)$$

2.3.2. Estado muerto

A continuación analizaremos el concepto de estado muerto, que es también importante para completar la comprensión de la propiedad exergía.

Si el estado de una cantidad fija de materia, un sistema cerrado, es diferente al del ambiente, existirá la posibilidad de producir trabajo. Sin embargo, según vaya el sistema evolucionando hacia el equilibrio con el ambiente, dicha posibilidad disminuirá, desapareciendo por completo cuando alcancen el equilibrio uno con el otro. A este estado particular del sistema se le denomina estado muerto. Podemos imaginar que en el estado muerto la cantidad fija de materia considerada se encuentra sellada por un envoltorio impermeable al flujo de masa, en reposo con relación al ambiente, y en equilibrio interno a la temperatura T_0 y a la presión P_0 del ambiente. En el estado muerto, tanto el sistema cerrado como el ambiente poseen energía, pero el valor de su exergía es cero ya que no existe la posibilidad de que se produzca una variación espontánea en el sistema cerrado o en el ambiente, y por tanto no puede existir interacción entre ellos.

Tras introducir los conceptos de ambiente y estado muerto, ya estamos en condiciones de asignar un valor numérico a la propiedad exergía, tal como se muestra a continuación.

2.3.3. Cálculo de la exergía

La exergía de un sistema en un estado dado viene dada por la expresión:

$$A = (E - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (2.7)$$

Donde $E (= U + EC + EP)$, V y S denotan, respectivamente, la energía, volumen y entropía del sistema cerrado, y U_0 , V_0 y S_0 son los valores de estas propiedades para el sistema cerrado cuando éste se encuentra en su estado muerto.

La exergía es el máximo trabajo teórico que puede realizar el sistema combinado cuando el sistema cerrado evoluciona hasta alcanzar el equilibrio con el ambiente, esto es, cuando el sistema cerrado evoluciona hasta su estado muerto.

Esto nos asegurará que el trabajo desarrollado por el sistema combinado no se ve afectado por una transferencia externa de calor. Por otra parte, aunque los volúmenes del sistema cerrado y del ambiente puedan cambiar, la frontera del sistema combinado se localizará de tal modo que el volumen del sistema combinado permanezca constante. Esto nos asegurará que el trabajo desarrollado por el sistema combinado está disponible en su totalidad para elevar una masa en su entorno.

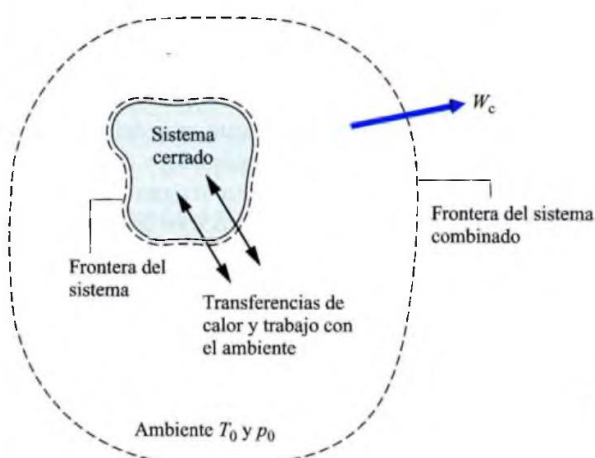


Figura N° 1: Sistema combinado formado.

Fuente: Moran – Shapiro (2006).

2.3.3.1. Balance de energía de sistema combinado

El balance de energía para el sistema combinado se reduce a

$$\Delta E_c = Q_c - W_c \quad (2.8)$$

Donde W_c es el trabajo producido por el sistema combinado y ΔE_c es la variación de energía que experimenta; este último es igual a la suma de las variaciones de energía del sistema cerrado y del ambiente. La energía del sistema cerrado en su estado inicial se denotará por E, incluyendo tanto su energía interna como los términos de energía cinética y potencial.

Como se ha comentado antes, dichos términos deberán evaluarse con relación al ambiente, de forma que la energía del sistema cerrado en su estado muerto sea justamente su energía interna, U_0 . De acuerdo con esto, ΔE_c puede expresarse como:

$$\Delta E_c = (U_0 - E) + \Delta U_a \quad (2.9)$$

Sustituyendo la ecuación anterior:

$$\Delta E_c = (U_0 - E) + (T_0 \Delta S_a - P_0 \Delta V_a) \quad (2.10)$$

Despejando la ecuación (2.5)

$$W_c = (E - U_0) - (T_0 \Delta S_a - P_0 \Delta V_a) \quad (2.11)$$

Según lo señalado anteriormente, el volumen total del sistema combinado permanece constante. En consecuencia, la variación de volumen que ha experimentado el ambiente será de igual magnitud, pero de signo opuesto a la variación de volumen experimentado por el sistema cerrado $V_a = -(V_0 - V)$. Con esta sustitución, la expresión anterior para el trabajo resulta

$$W_c = (E - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0 \Delta S_a \quad (2.12)$$

Esta ecuación nos da el trabajo desarrollado por el sistema combinado al pasar el sistema cerrado desde su estado inicial a su estado muerto interaccionando únicamente con el ambiente. El valor teórico máximo para el trabajo se calcula a partir del balance de entropía.

2.3.3.2. Balance de entropía de un sistema combinado.

El balance de entropía aplicado al sistema combinado queda reducido a

$$\Delta S_c = \sigma_c \quad (2.13)$$

Donde se ha omitido el término de transferencia de entropía ya que, por definición, no existe transferencia de calor a través de la frontera del sistema combinado, y σ_c representa la generación de entropía debida a las irreversibilidades internas que tengan lugar dentro del sistema cerrado en su evolución al equilibrio con el ambiente. ΔS_c es la variación de entropía del sistema combinado, igual a la suma de las variaciones de entropía del sistema cerrado y del ambiente, respectivamente,

$$\Delta S_c = (S_0 - S) + \Delta S_a \quad (2.14)$$

Donde S y S_0 representan la entropía del sistema en el estado analizado y en el estado muerto, respectivamente. Combinando las dos últimas ecuaciones

$$(S_0 - S) + \Delta S_a = \sigma_c \quad (2.15)$$

Despejando ΔS_a

$$W_c = (E - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) - T_0\sigma_c \quad (2.16)$$

El valor del término en la Ec. 2.16 está determinado por los dos estados extremos del sistema cerrado —el estado inicial y el estado muerto— y es independiente de los detalles del proceso que los liga. Sin embargo, el valor del término $T_0\sigma_c$ dependerá de la naturaleza del proceso a través del cual el sistema cerrado evoluciona hasta su estado muerto. De acuerdo con el segundo principio, $T_0\sigma_c$ es positivo cuando se presentan irreversibilidades y nulo en el caso límite en que no existan irreversibilidades. El valor de $T_0\sigma_c$ no puede ser negativo. En consecuencia, el valor máximo teórico para el trabajo que puede producir el sistema combinado se obtiene haciendo $T_0\sigma_c$ igual a cero en la Ec. 2.16. Por definición, la propiedad extensiva exergía, A , es este valor máximo. De acuerdo con esto, podemos concluir que la Ec. 2.17 nos proporciona una expresión adecuada para el cálculo de la exergía.

2.3.4. Aspectos de la exergía

En esta sección consideraremos varios aspectos importantes del concepto exergía, empezando por lo que sigue:

- La exergía es una medida de la separación entre el estado de un sistema cerrado y el estado del ambiente. Es, por tanto, una característica del conjunto formado por el sistema cerrado y el ambiente. Sin embargo, una vez que se han definido las condiciones de éste, el valor de dicha medida puede asignarse como el valor de una propiedad del sistema cerrado únicamente. Puede concluirse por tanto que la exergía es una propiedad de los sistemas cerrados.
- El valor de la exergía no puede ser negativo. Si el sistema cerrado se encuentra en un estado distinto al estado muerto, el sistema podrá evolucionar espontáneamente hacia el estado muerto; esta tendencia cesará cuando el sistema alcance dicho estado. No se requerirá consumir ningún trabajo para llevar a cabo un proceso espontáneo como este. Así pues, como para cualquier estado inicial del sistema cerrado cabe su evolución espontánea hasta el estado muerto sin necesidad de consumir trabajo, el trabajo máximo (exergía) no puede ser negativo.
- La exergía no se conserva, sino que se destruye a causa de las irreversibilidades. Un caso límite es aquel en que la exergía se destruye en su totalidad, como ocurrirá si permitimos que el sistema cerrado evolucione según un proceso espontáneo hasta su estado muerto sin poner los medios para obtener trabajo en este proceso. El potencial para producir trabajo que existía inicialmente se desperdiciará por completo en tal proceso espontáneo.
- La propiedad exergía se ha definido hasta ahora como el trabajo teórico máximo que puede obtenerse del sistema combinado formado por el sistema cerrado más el ambiente al evolucionar el sistema cerrado desde un estado dado hasta su estado muerto por su interacción con el ambiente.

De forma alternativa, la exergía también puede definirse como el trabajo teórico mínimo que será necesario aportar para conseguir que el sistema cerrado pase desde su estado muerto hasta un estado prefijado.

- Empleando los balances de energía y entropía como antes, puede deducirse la Ec. 2.17 a partir de esta última definición.
- Aunque la exergía es una propiedad extensiva, a menudo resulta conveniente trabajar con sus valores específicos por unidad de masa o por mol. La exergía específica por unidad de masa, a , viene dada por:

$$a = (e - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.17)$$

Las unidades de la exergía específica son las mismas que las de la energía específica.

2.3.4.1. Variación de exergía

La variación de la exergía entre dos estados de un sistema cerrado puede determinarse por su diferencia:

$$A_2 - A_1 = (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) \quad (2.18)$$

Donde los valores P_0 y T_0 son los correspondientes al estado del ambiente. Cuando un sistema está en su estado muerto, se encontrará en equilibrio térmico y mecánico con el ambiente, y el valor de su exergía será cero.

Podemos decir más precisamente que la componente termo mecánica de la exergía es nula. Del sistema en el estado muerto puede reaccionar químicamente con las especies químicas presentes en el ambiente de forma que se produce un trabajo adicional. Sin embargo, como se verá en las secciones siguientes, el concepto de exergía termo mecánica es suficiente para una amplia gama de evaluaciones termodinámicas.

2.3.5. Balance de exergía para un sistema cerrado

Un sistema en un estado dado puede alcanzar nuevos estados mediante interacciones de calor y trabajo con su entorno. Como el valor de la exergía asociado con el estado final será por lo general diferente del valor correspondiente al estado inicial, puede inferirse que las transferencias de exergía a través de la frontera del sistema acompañan a las interacciones

energéticas de calor y trabajo. La variación de exergía en un sistema durante un proceso no será igual a la exergía neta transferida, ya que la exergía puede ser destruida a causa de las irreversibilidades presentes en el interior del sistema durante el proceso. Los conceptos de variación de exergía, exergía transferida y exergía destruida están relacionados con el balance de exergía para sistemas cerrados.

2.3.5.1. Desarrollo del balance de exergía

El balance de exergía para sistemas cerrados se obtiene combinando los balances de energía y entropía. Las formas de estos balances que se emplearan aquí son las siguientes:

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 \delta Q - W \quad (2.19)$$

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_f + \sigma \quad (2.20)$$

Donde W y Q representan, respectivamente, los intercambios de trabajo y calor entre el sistema su entorno. El ambiente no tiene por qué intervenir necesariamente en estas interacciones.

En el balance de entropía, T_f representa la temperatura en la porción de la frontera del sistema donde se intercambia δQ y el término σ representa la entropía generada por irreversibilidades internas.

La primera etapa para obtener el balance de exergía consiste en multiplicar el balance de entropía por la temperatura T_0 y restar la expresión resultante el balance de exergía para sistemas cerrados resulta:

$$\underbrace{A_2 - A_1}_{\text{variación de exergía}} = \int_1^2 \underbrace{\left(1 - \frac{T_0}{T_f} \right) \delta Q - [W - P_0(V_2 - V_1)]}_{\text{Transferencia de exergía}} + \underbrace{T_0 \sigma}_{\text{Destrucción de Exergía}} \quad (2.21)$$

Establece que la variación de exergía de un sistema cerrado puede descomponerse en los términos de transferencias de exergía y de destrucción de exergía a causa de las irreversibilidades internas del sistema.

Al aplicar el balance de exergía resulta esencial recordar las condiciones impuestas por el segundo principio para la destrucción de exergía. De acuerdo con dicho segundo principio, la destrucción de exergía será positiva cuando se presenten irreversibilidades en el interior del sistema durante el proceso y desaparecerá en el caso límite para el cual no hay irreversibilidad. Es decir

$$A_d \begin{cases} > 0 & \text{Procesos internamente irreversibles} \\ = 0 & \text{Procesos internamente reversibles} \end{cases}$$

El valor de la destrucción de exergía no puede ser negativo. No es una propiedad. Por el contrario, la exergía sí que es una propiedad, y como para otras propiedades la variación de exergía de un sistema puede ser positiva, negativa o nula.

2.3.6. Exergía de flujo

El objetivo de la presente sección es desarrollar el concepto de exergía de flujo. Este concepto es importante para la introducción del balance de exergía para volúmenes de control. Cuando una masa fluye a través de la frontera de un volumen de control, hay una transferencia de exergía que acompaña a dicho flujo de masa. Además, hay una transferencia de exergía que acompaña al trabajo de flujo.

La exergía de flujo específica es consecuencia de ambas y viene dada por:

$$a_f = (h - h_0) - T_0(S - S_0) + \frac{C^2}{2} + gz \quad (2.22)$$

h_0 y S_0 representan los respectivos valores de estas propiedades cuando se calculan en el estado muerto.

2.3.7. Balance de exergía para volúmenes de control

Procederemos ahora a una deducción formal, y con este objeto modificaremos el balance para sistemas cerrados, contabilizando también las transferencias de exergía que acompañan a los flujos de masa y trabajos de flujo en las entradas y salidas. El resultado es el balance de exergía para volúmenes de control:

$$\underbrace{\frac{dA_{vc}}{dt}}_{\substack{\text{variación} \\ \text{de exergía por} \\ \text{unidad de tiempo}}} = \underbrace{\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) Q_j - \left(W_{vc} - P_0 \frac{dV_{vc}}{dt}\right) + \sum_e m_e a_{fe} - \sum_s m_s a_{fs}}_{\text{Transferencia de exergía por unidad de tiempo}} - \underbrace{A_d}_{\substack{\text{Destrucción} \\ \text{de} \\ \text{Exergía}}} \quad (2.23)$$

2.3.8. Eficiencia exergética

El objetivo de esta sección es mostrar cómo se utiliza el concepto de exergía para valorar la eficiencia en el uso de los recursos energéticos. Como parte de la presentación se introducirá e ilustrará el concepto de eficiencia exergética. Tales eficiencias son también conocidas como rendimiento.

Cuando los productos de la combustión se encuentren a una temperatura significativamente mayor que la requerida para la tarea, el uso final no estará bien integrado con la fuente de energía y, como resultado, se obtendrá un uso ineficiente del combustible consumido (bagazo). Para ilustrar esto de manera simple, nos referiremos a la Fig. N°2, que muestra un sistema cerrado que recibe el calor Q_F a la temperatura de la fuente T_F y entrega el flujo de calor Q_U a la temperatura de uso T_U .

La parte de la energía que se pierde hacia el entorno está representada por el calor Q_P que atraviesa una porción de la frontera del sistema de temperatura T_P . Todas Estas ecuaciones pueden reescribirse como sigue:

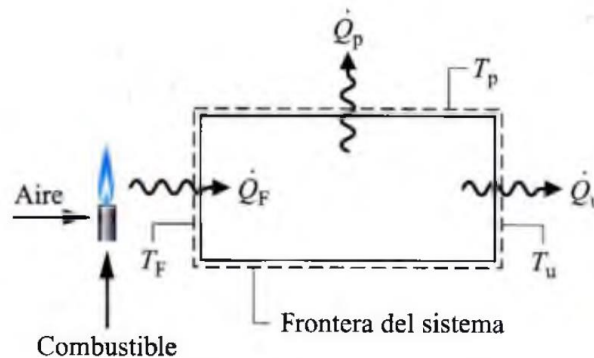


Figura N° 2: Esquema para analizar el uso eficiente de la energía.
Fuente: Moran-Shapiro. (2006).

$$Q_F = Q_U + Q_P \quad (2.24)$$

$$\left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) Q_F = \left(1 - \frac{T_0}{T_U}\right) Q_U + \left(1 - \frac{T_0}{T_P}\right) Q_P \quad (2.25)$$

(2.25) nos indica que la energía transportada por el flujo de calor Q_F , es utilizada Q_U , o perdida en el entorno Q_P . Esto puede ser descrito por una eficiencia energética que relacione los flujos de energía según el concepto productos/recursos, para dar:

$$\eta = \frac{Q_U}{Q_F} \quad (2.26)$$

En principio, el valor de η puede incrementarse aplicando aislamiento térmico para reducir las pérdidas. El valor límite, cuando $Q_P = 0$, es $\eta = 1$ (100%).

La exergía introducida al sistema por el flujo de calor Q_F es transferida desde el sistema acompañando a los flujos de calor Q_U y Q_P destruida por irreversibilidades internas.

Esto puede describirse a través de una eficiencia exergética que relacione los flujos de exergía según el concepto productos/recursos, para dar:

$$\varepsilon = \eta \frac{(1 - T_0/T_u)}{(1 - T_0/T_F)} \quad (2.27)$$

Obsérvese que tanto η como ε miden la efectividad de la conversión de recursos en productos.

El parámetro ε , definido respecto del concepto de exergía, se denomina eficiencia exergética. Debe entenderse que tanto η como ε miden la efectividad con que las entradas se convierten en productos. El parámetro η lo hace en términos energéticos, mientras que el parámetro ε lo hace en términos exergéticos. Como se analizará a continuación, el valor de ε es generalmente menor que la unidad incluso cuando $\eta = 1$.

En la práctica es importante para una utilización adecuada de la exergía transferida desde los gases de combustión calientes al sistema. Pero esto por sí solo no nos garantiza una utilización efectiva. Las temperaturas T_F y T_u también son importantes, pues el uso eficiente de la exergía aumentará al aproximarse la temperatura T_u a la temperatura de la fuente T_F . Para una utilización apropiada de la exergía, por tanto, resulta deseable conseguir un

valor para η tan próximo a la unidad como sea posible y también una integración adecuada de las temperaturas de la fuente y de uso.

Para una turbina en estado estacionario que no intercambia calor con su entorno, la expresión del balance de exergía.

$$a_{f1} - a_{f2} = \frac{W_{vc}}{m} + \frac{A_d}{m} \quad (2.28)$$

El primer miembro de la **Ec. (2.29)** representa la disminución de exergía de flujo entre la entrada y la salida. Esta ecuación muestra que la exergía de flujo disminuye porque la turbina produce un trabajo, existe una destrucción de exergía. Un parámetro que mide la efectividad con que la disminución en la exergía de flujo se convierte en el producto deseado es la eficiencia exergética de la turbina.

$$\varepsilon = \frac{W_{vc}/m}{a_{f1} - a_{f2}} \quad (2.29)$$

Esta expresión particular de la eficiencia exergética recibe en algunas ocasiones el nombre de efectividad de la turbina. Obsérvese con atención que la eficiencia exergética de la turbina ha sido definida de modo diferente al rendimiento isoentrópico.

2.4. El ciclo rankine ideal

Si el fluido de trabajo pasa a través de los diversos componentes de un ciclo simple de vapor sin irreversibilidades, no existirán pérdidas de presión por rozamiento en la caldera y el condensador y el fluido de trabajo pasará a través de estos equipos a presión constante.

También, en ausencia de irreversibilidades y sin transferencia de calor al entorno, los procesos en la turbina y la bomba serán isoentrópicos. Un ciclo con estas idealizaciones es el ciclo rankine ideal mostrado en la Fig.3.

Como se ve en la siguiente fig. N°3. El fluido de trabajo sufre la siguiente serie de procesos internamente reversibles:

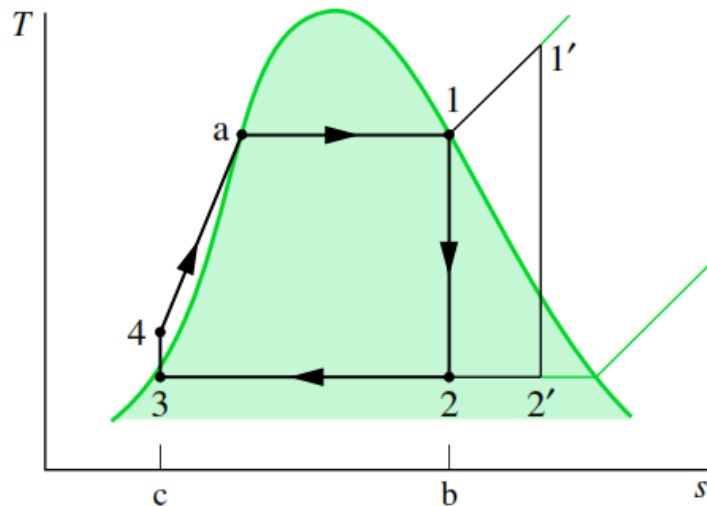


Figura N° 3: Diagrama Temperatura - entropía del ciclo rankine ideal.
Fuente: Moran-Shapiro. (2006).

Proceso 1-2: Expansión isentrópica del fluido de trabajo a través de la turbina desde vapor saturado en el estado 1 hasta la presión del condensador.

Proceso 2-3: Transferencia de calor desde el fluido de trabajo cuando fluye a presión constante por el condensador, siendo líquido saturado en el estado 3.

Proceso 3-4: Compresión isentrópica en la bomba hasta el estado 4 dentro de la zona de líquido.

Proceso 4-1: Transferencia de calor hacia el fluido de trabajo cuando circula a presión constante a través de la caldera, completándose el ciclo.

El ciclo rankine ideal tiene también la posibilidad de sobrecalentar el vapor, como en el ciclo T -2'-3-4-1'.

2.4.1. Cálculo de las principales transferencias de calor y trabajo

En las discusiones que siguen tomaremos como transferencias positivas de energía las indicadas por la dirección de las flechas. Las pérdidas inevitables de calor que tienen lugar entre los componentes de la central y su entorno se ignoran aquí para simplificar. Los efectos de las energías cinética y potencial se consideran también despreciables. Cada componente se analiza en estado estacionario. La utilización de los principios de conservación de masa y de energía, junto con estas idealizaciones, permite desarrollar expresiones para la energía transferida en los equipos mostrados en la siguiente figura, empezando por el estado 1 y siguiendo con cada componente hasta completar el ciclo.

Nótese que toda unidad de masa que sigue periódicamente esa trayectoria desarrolla un ciclo termodinámico.

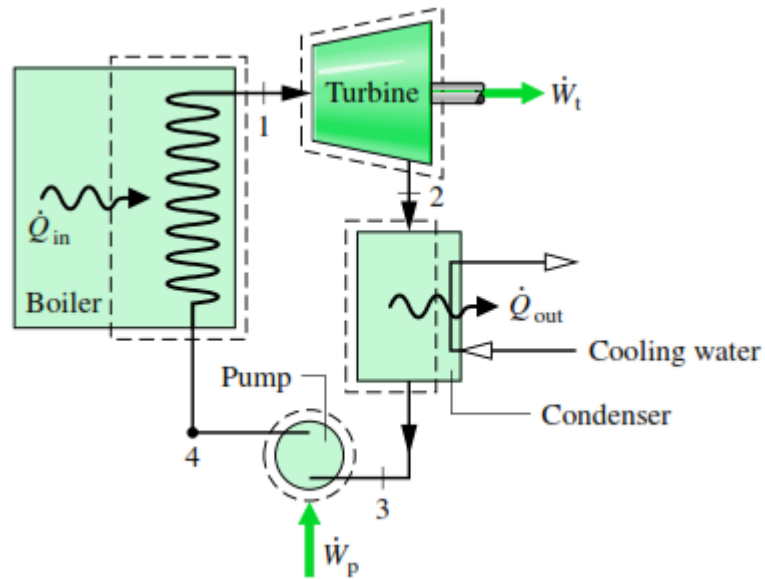


Figura N° 4: Principales transferencia de calor y trabajos.
Fuente: Moran Shapiro. (2006).

Turbina. El vapor generado en la caldera en el estado 1, con presión y temperatura elevadas, se expande a través de la turbina para producir trabajo, descargándose en el condensador en el estado 2 a baja presión. Despreciando el calor transferido al ambiente, los balances de masa y energía en términos de potencia para el volumen de control de la turbina se reducen en estado estacionario.

$$\frac{W_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \quad (2.30)$$

Donde \dot{m} es el flujo másico del fluido de trabajo y $\frac{W_t}{\dot{m}}$ es el trabajo específico desarrollado, por unidad de masa que circula por la turbina. Como ya se ha dicho, los efectos de las energías cinética y potencial se desprecian.

Condensador. En el condensador se transfiere calor del vapor al agua de refrigeración que circula en un flujo separado. El vapor se condensa y la temperatura del agua de refrigeración aumenta. En estado estacionario, los balances de masa y energía para el volumen de control que incluye el lado de condensación del intercambiador de calor nos dan:

$$\frac{Q_s}{m^\circ} = h_2 - h_3 \quad (2.31)$$

Donde $\frac{Q_s}{m^\circ}$ la energía transferida en forma de calor desde el fluido de trabajo al agua de refrigeración, por unidad de masa del fluido de trabajo que atraviesa el condensador. Esta energía transferida es positiva en la dirección de la flecha en la Figura anterior.

Bomba. El líquido procedente del condensador en el estado 3 es bombeado desde la presión del condensador hasta la presión más alta de la caldera. Considerando un volumen de control que rodee la bomba y suponiendo que no hay transferencia de calor con el ambiente, los balances de masa y energía nos identifica con la siguiente ecuación:

$$\frac{W_b}{m^\circ} = h_4 - h_3 \quad (2.32)$$

Donde $\frac{W_b}{m^\circ}$ es el trabajo consumido por unidad de masa que circula a través de la bomba. Esta energía transferida es positiva en la dirección de la flecha en la Figura N°4.

Caldera. El fluido de trabajo completa un ciclo cuando el líquido procedente de la bomba en 4, llamado agua de alimentación de la caldera, se calienta hasta la saturación y se evapora en la caldera. Considerando un volumen de control que incluya los tubos y elementos de la caldera que llevan el agua de alimentación desde el estado 4 al estado 1, los balances de masa y energía nos dan:

$$\frac{Q_e}{m^\circ} = h_1 - h_4 \quad (2.33)$$

Donde $\frac{Q_e}{m^\circ}$ es el flujo de calor transferido por la fuente de energía al fluido de trabajo por unidad de masa que atraviesa la caldera.

2.4.2. Principales irreversibilidades y pérdidas

Diferentes irreversibilidades y pérdidas están asociadas con cada uno de los cuatro subsistemas mostrados en la Figura. Algunos de estos efectos tienen una

influencia más importante sobre el rendimiento que otros. Vamos a considerar las irreversibilidades y pérdidas experimentadas por el fluido de trabajo que circula a través del circuito cerrado del ciclo Rankine.

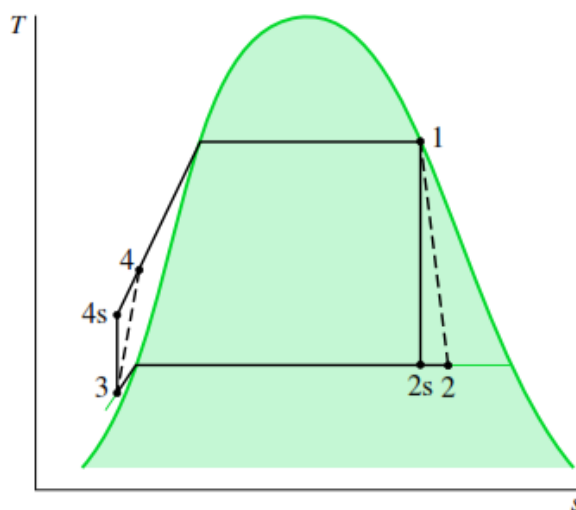


Figura N° 5: diagrama temperatura –entropía, irreversibilidades en la turbina y bombas.

Fuente: Moran Shapiro. (2006).

Turbina. La principal irreversibilidad que experimenta el fluido de trabajo está asociada con la expansión en la turbina. El calor transferido al ambiente por la turbina representa una pérdida, pero, puesto que es normalmente de importancia secundaria, se ignora en las discusiones siguientes. Como ilustra el proceso 1-2 de la Figura N°5, una expansión real a través de la turbina va acompañada de un incremento de entropía. El trabajo desarrollado por unidad de masa en este proceso es menor que el correspondiente a la expansión isentrópica 1-2s.

Permite tener en cuenta el efecto de las irreversibilidades dentro de la turbina relacionando el trabajo real con el trabajo isentrópico. Designados los estados como en la Figura N°5, el rendimiento isentrópico es:

$$n_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (2.34)$$

Donde el numerador es el trabajo real desarrollado por unidad de masa que pasa a través de la turbina y el denominador es el trabajo para una expansión isentrópica desde el estado de entrada a la turbina hasta la presión de salida de

la turbina. Las irreversibilidades dentro de ésta reducen significativamente el trabajo neto producido por la planta.

Bomba. El trabajo requerido por la bomba, para vencer los efectos del rozamiento, también reduce el trabajo neto producido por la planta. En ausencia de transferencia de calor con el ambiente, la entropía crece a través de la bomba. El trabajo necesario para este proceso es mayor que para el correspondiente proceso isoentrópico 3-4s. El rendimiento isoentrópico de la bomba n_b .

Bomba relacionando las cantidades de trabajo real e isoentrópico. Designados los estados, el rendimiento isoentrópico de la bomba es

$$n_b = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \quad (2.35)$$

Las irreversibilidades de turbina y bomba mencionadas antes son irreversibilidades internas que experimenta el fluido de trabajo cuando fluye a través del ciclo Rankine. Sin embargo, las fuentes más significativas de irreversibilidad en una central térmica de combustible fósil o biomasa están asociadas con la combustión del combustible y la consiguiente transferencia de calor desde los productos de combustión calientes al fluido de trabajo del ciclo y son irreversibilidades externas del ciclo Rankine. Estas irreversibilidades se analizan utilizando el concepto de exergía.

Otro efecto que ocurre en el entorno es la descarga de energía al agua de refrigeración durante la condensación del fluido de trabajo. A pesar de la gran cantidad de energía que retira el agua de refrigeración, su utilidad es limitada.

Para condensadores en los que el vapor se condensa a una temperatura cercana a la del ambiente, el agua de refrigeración experimenta un aumento de temperatura de sólo unos pocos grados por encima de la temperatura ambiente cuando pasa a través del condensador y tiene, pues, una utilidad limitada. En consecuencia, la importancia de esta pérdida es mucho menor de lo que sugiere la magnitud de la energía transferida al agua de refrigeración.

Además de las anteriores, hay otras fuentes de irreversibilidad relativamente menos importantes. Por ejemplo, las pérdidas de calor a través de las superficies de los equipos de la planta tienen un efecto negativo en el rendimiento ya que

tales pérdidas reducen la cantidad de trabajo obtenido a partir del calor absorbido. Los efectos del rozamiento que provocan caídas de presión en el fluido de trabajo son las fuentes de irreversibilidad que actúan en la caldera, el condensador y las tuberías que conectan diversos equipos.

2.5. Fundamentos teóricos de un ingenio azucarero

2.5.1. Producción de vapor

En todo ingenio azucarero es importante la producción de vapor debido a que se lo utiliza en la generación eléctrica y en la producción de azúcar. Por lo que es indispensable el uso de calderas que proporcione un flujo de vapor a presión y temperatura constante.

A nivel de ingenios azucareros se manejan distintas presiones de vapor de operación para calderas, describiremos para nuestro caso calderas que operan a 600 psi.

2.5.1.1. Caldera

El término caldera se aplica a un dispositivo para generar vapor para procesos industriales, calefacción, para uso general o para generación de energía eléctrica. Para facilitar la comprensión a la caldera se le considera un generador de vapor en términos generales.

Las calderas para producción de vapor, por el contenido de los tubos, se clasifican en calderas pirotubulares en ellas el fuego o los gases de combustión pasan por el interior de los tubos y el agua está en el exterior.

En las calderas acuotubulares el agua pasa por el interior de los tubos y los gases calientes, producto de la combustión, pasan por el exterior a fin de transferir el calor necesario para elevar la temperatura y llevar a su punto de ebullición dicho líquido, ver la figura 2 siguiente donde se hace un esquema donde se visualizan las partes más importantes de una caldera acuotubular de dos domos, caso típico de la planta termoeléctrica en mención.

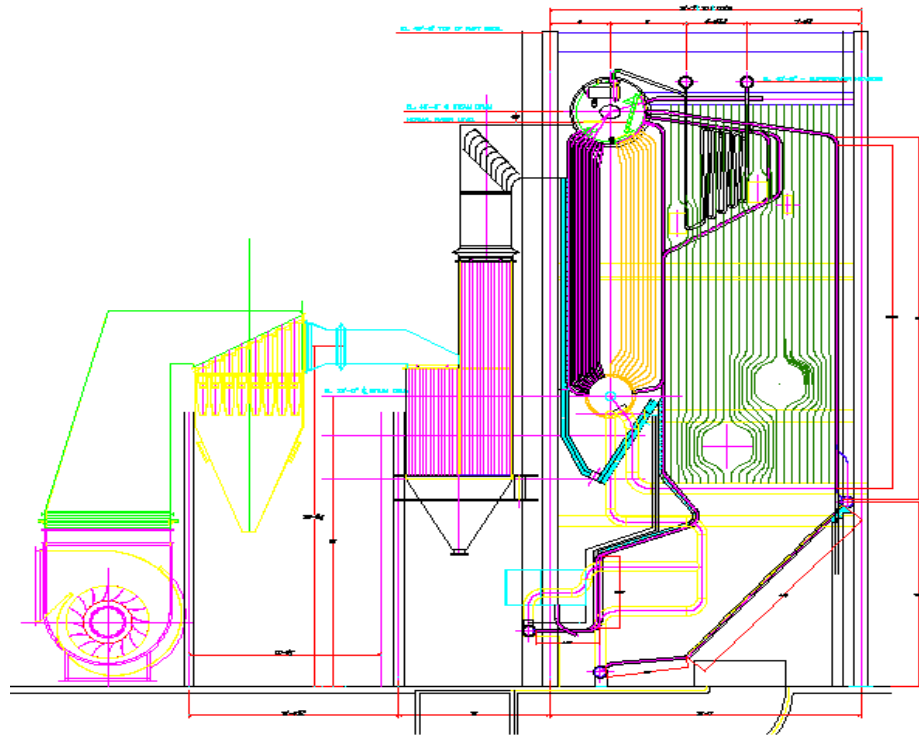


Figura N° 6: Caldera acuotubular Foster Wheeler N°01.
Fuente: Departamento de Ingeniería – Agroindustrias San Jacinto.

2.5.1.2. Accesorios de la caldera

Los accesorios utilizados en la caldera son: medidores de presión, medidores de temperatura, nivel de agua, regulador del agua de alimentación, válvulas de seguridad, válvulas de purga, sopladores de hollín, indicadores de tiro y aparatos de control.

❖ Sobrecalentadores

Cada presión de vapor saturado tiene su temperatura correspondiente, el calor añadido al vapor seco a presión constante se conoce como sobrecalentamiento y da como resultado una mayor temperatura que la indicada en la curva para la presión correspondiente, el sobrecalentamiento se da cuando el vapor saturado sale del domo superior de la caldera y es conducido a un banco de tuberías en donde el vapor absorbe mayor cantidad de energía por radiación y convección.

Las ventajas del vapor sobrecalentado son:

- 1) El trabajo puede realizarse a través de sobrecalentamiento antes de que tenga lugar la condensación.

- 2) Este periodo de trabajo realizado con vapor seco elimina los efectos corrosivos y agresivos del condensado, además se incrementa la eficiencia de caldera, una temperatura constante del vapor sobrecalentado se requiere ya que la turbina de vapor está diseñada para trabajar a 900°F de vapor a la cual trabaja con mayor eficiencia.

❖ **Economizador**

En la caldera, el economizador constituye una porción aislada de superficie de intercambio de calor, que tiene como objetivo recuperar parte del calor excedente de los gases de combustión para transferirlo como calor sensible al agua de alimentación de la caldera, antes de que se mezcle con el agua que circula dentro de ésta. Este calor añadido mejora la economía del generador de vapor.

En sí, el economizador no es más que un intercambiador de calor, diseñado para transferir el calor excedente de los gases a un fluido, generalmente agua de alimentación para la caldera, un economizador típico consiste en un arreglo de tubos dentro de los cuales circula el agua de alimentación para la caldera antes de entrar a ella; los gases de combustión pasan por fuera, a través del arreglo de tubos, cediendo parte de su calor al agua contenida en ellos.

❖ **Precalentador de aire**

El precalentador tiene como finalidad calentar el aire de admisión de la combustión; el calor que se recupera de los gases recicla al hogar junto con el aire de combustión y cuando se agrega a la energía térmica liberada por el combustible, se convierte en energía disponible.

El uso de aire precalentado para la combustión acelera la ignición y fomenta una combustión rápida y completa del combustible. Las ventajas que se obtienen con precalentar el aire de combustión:

- Incremento en la producción de vapor de la caldera.
- Aprovechamiento del calor que de otra forma se perdería, lo que significa aumento del rendimiento de la unidad generadora de vapor o economía del combustible.

2.5.2. Generación de electricidad

2.5.2.1. Turbogenerador eléctrico

El turbogenerador es una máquina utilizada para la transformación de la Energía térmica de un fluido, en energía eléctrica de corriente alterna, está Compuesto por una turbina de vapor acoplada a un generador eléctrico y Equipos secundarios, excitatriz, transformadores, sistemas de lubricación y enfriamiento.

2.5.2.2. Turbina de vapor

Las turbinas de vapor son turbo máquinas en las que solo se efectúa el proceso de expansión. Sin bien existen turbinas a vapor del tipo radial, la inmensa mayoría son del tipo axial. El fluido de trabajo es comúnmente el vapor de agua, por obvias razones económicas y técnicas. En comparación con otras máquinas alternativas a vapor, de combustión interna ofrecen una mayor relación potencia/tamaño. Estas turbinas de vapor han establecido su gran utilidad como motores primarios, y se fabrican en muchas formas y distribuciones diferentes.

Se emplean para accionar diferentes tipos de aparatos, por ejemplo, generadores eléctricos, bombas, compresores, y para impulsar hélices de barcos, a través de mecanismos adecuados cuando se diseñan para operación con velocidad variable, una turbina puede trabajar dentro de un rango considerable de velocidades, lo que puede resultar ventajoso en muchas aplicaciones.

En una turbina de vapor, las toberas y diafragmas se diseñan para dirigir el flujo de vapor a chorros bien formados y a alta velocidad, a medida que ese vapor se expande desde la presión de admisión hasta la de escape. Estos chorros chocan contra filas en movimiento de alabes montados en el rotor. Los álabes convierten la energía cinética del vapor en energía de rotación de flechas.

Existen dos tipos principales de turbinas: de reacción y de acción. En una turbina de reacción, el vapor se expande a presiones menores tanto en los alabes fijos como en los móviles. Los álabes móviles se diseñan para utilizar

la energía del chorro de vapor de los alabes estacionarios y para actuar también como toberas. Debido a que son toberas móviles, una fuerza de reacción \pm producida por la caída de presión a través de ellas incrementa la fuerza del chorro de vapor de los alabes estacionarios. Estas fuerzas combinadas causan la rotación.

Para operar eficientemente, la turbina de reacción se debe diseñar para minimizar las fugas en torno a los álabes móviles. Esto se logra al hacer la mayor parte de los intersticios internos relativamente pequeños. La turbina de reacción también suele requerir un émbolo compensador (semejante a los usados en los grandes compresores centrífugos), debido a las grandes cargas de empuje que se generan.

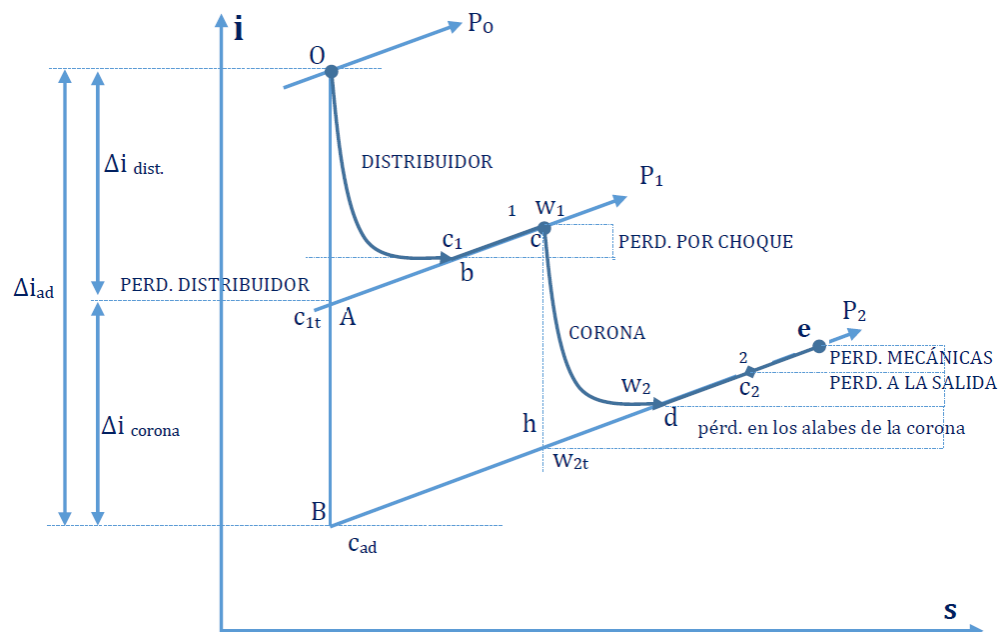


Figura N° 7: Escalonamientos de reacción y pérdidas correspondientes.

Fuente: Pedro Fernández Díaz (2008).

La turbina de acción tiene poca caída de presión, o ninguna, a través de sus álabes móviles. En estas el vapor se expande a una presión menor en toberas estacionarias alcanzando gran velocidad, luego el vapor fluye en los alabes móviles sin mayor expansión. La energía del vapor se transfiere por completo al rotor por medio de los chorros de vapor que chocan contra los alabes móviles.

Ya que, teóricamente, no se tiene caída de presión a través de los alabes móviles (y, por tanto, no hay reacción), los intersticios internos son grandes

y no se necesita émbolo compensador. Estas características hacen que la turbina de acción se una maquina robusta y durable que puede soportar el servicio pesado de las aplicaciones de propulsión mecánica de hoy en día.

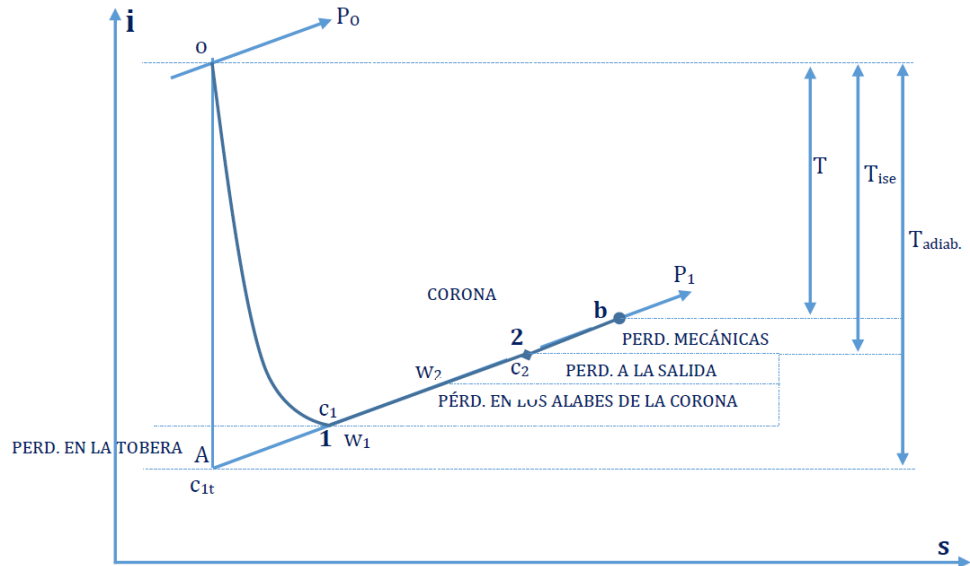


Figura N° 8: Diagrama de un escalonamiento de la turbina de acción.

Fuente: Pedro Fernández Díaz (2008).

Según el principio operativo se distinguen las turbinas de Acción y de Reacción, tanto de una como de varias etapas. La diferencia fundamental es que en las turbinas de acción no hay cambios de presión en la rueda móvil, obteniéndose el intercambio de energía por el cambio de velocidad absoluta de fluido.

2.5.2.3. Clasificación de turbinas según el uso del vapor de escape o intermedio.

2.5.2.3.1. Turbinas de condensación directa

Son las de mayor tamaño, utilizadas en centrales térmicas. La presión de descarga puede ser inferior a la atmosférica debido a la condensación del vapor de salida.

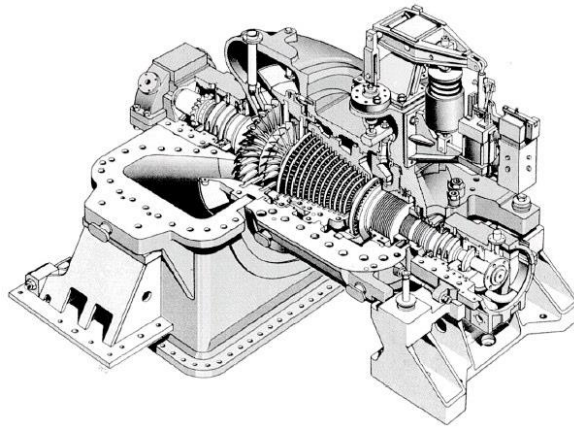


Figura N° 9: Turbina de condensación.

Fuente: Turbinas de vapor elementos constructivos - Pedro Fernández Díaz.

2.5.2.3.2. Turbinas de contrapresión

Se utilizan como expansoras para reducir la presión del vapor generando al mismo tiempo energía. Descargan el vapor a una presión aún elevada, para ser utilizado en procesos industriales.

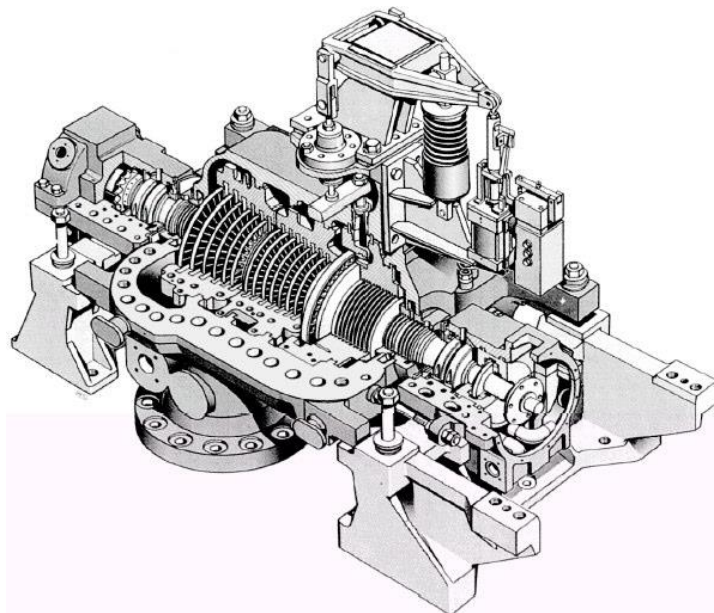


Figura N° 10: Turbina de contrapresión.

Fuente: Fernández Pedro (2008).

2.5.2.4. Partes de un generador eléctrico

El generador es el componente eléctrico utilizado para la transformación de la energía mecánica de rotación de la turbina en energía eléctrica, las partes más importantes se describen a continuación.

2.5.2.4.1. Generador eléctrico

Los generadores sincrónicos o alternadores son máquinas sincrónicas que se utilizan para convertir potencia mecánica en potencia eléctrica de corriente alterna a un voltaje y frecuencia específicos, el término sincrónico se refiere al hecho de que la frecuencia eléctrica de ésta máquina está atada o sincronizada con la velocidad de rotación de su eje. El principio fundamental de operación de los generadores sincrónicos, es que el movimiento relativo entre un conductor y un campo magnético induce un voltaje en el conductor.

Una fuente externa de energía de corriente directa o excitadora se aplica a través de unos anillos colectores en el rotor. La fuerza del flujo, y por lo tanto el voltaje inducido en la armadura se regulan mediante la corriente directa y el voltaje suministrado al campo. La corriente alterna se produce en la armadura debido a la inversión del campo magnético a medida que los polos norte y sur pasan por los conductores individuales.

2.5.2.4.2. Excitatriz

La función principal del sistema de excitación es suministrar energía en forma de voltaje y corriente directa al campo generador, creando el campo magnético. Asimismo, el sistema excitación comprende el equipo de control y protección, que regula la producción eléctrica del generador. La energía de excitación se toma del conmutador en el rotor del generador del rotor y se aplica al campo rotatorio del generador principal a través de los anillos colectores. El voltaje de salida del generador principal se controla mediante un regulador de voltaje que varía la excitación del estator del generador de corriente directa.

2.6. Principales arreglos termodinámicos en los ingenios azucareros

La industria del azúcar en el Perú Comúnmente se presenta de la siguiente manera:

- Consumos Térmicos: Vapor saturado a baja temperatura para ser usado en proceso.
- Consumos Eléctrico y Mecánico: Motores mecánicos y generación de energía

- Generación local Térmica: Calderas de biomasa - bagazo principalmente
- Generación local Eléctrica y Mecánica: Turbinas de vapor Combustible producida localmente: Biomasa, bagazo de caña con 50% de humedad Suficiente para atender la demanda total de combustible.

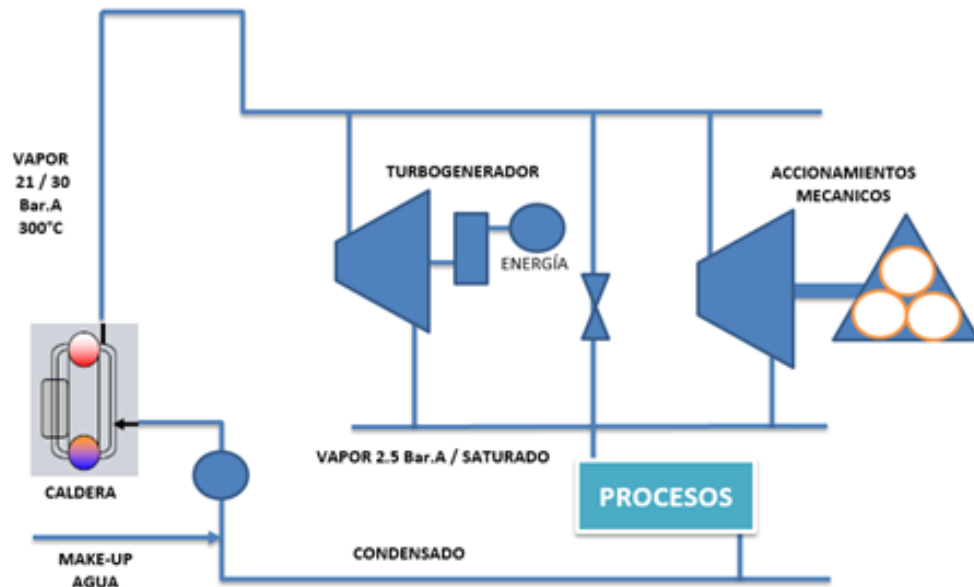


Figura N° 11: Diagrama típico de un ingenio azucarero - Tradicional.
Fuente: Seminario sobre Eficiencia Energética - Siemens Mesoamérica.

Adoptado por muy pocos ingenios, aún en existencia, no enfocados a la generación de energía.

En este sistema de operación, se tienen las siguientes observaciones:

- El bagazo aún es considerado como un problema ambiental (debe ser quemado), Calderas de baja presión y temperatura / eficiencia pobre.
- Unidades de cogeneración con muy baja eficiencia.
- No suministran todas las necesidades del ingenio.
- Demasiados accionadores mecánicos con pequeñas turbinas de vapor / eficiencia baja.

Comportamiento general de la planta de generación (vapor y energía) no considerado seriamente.

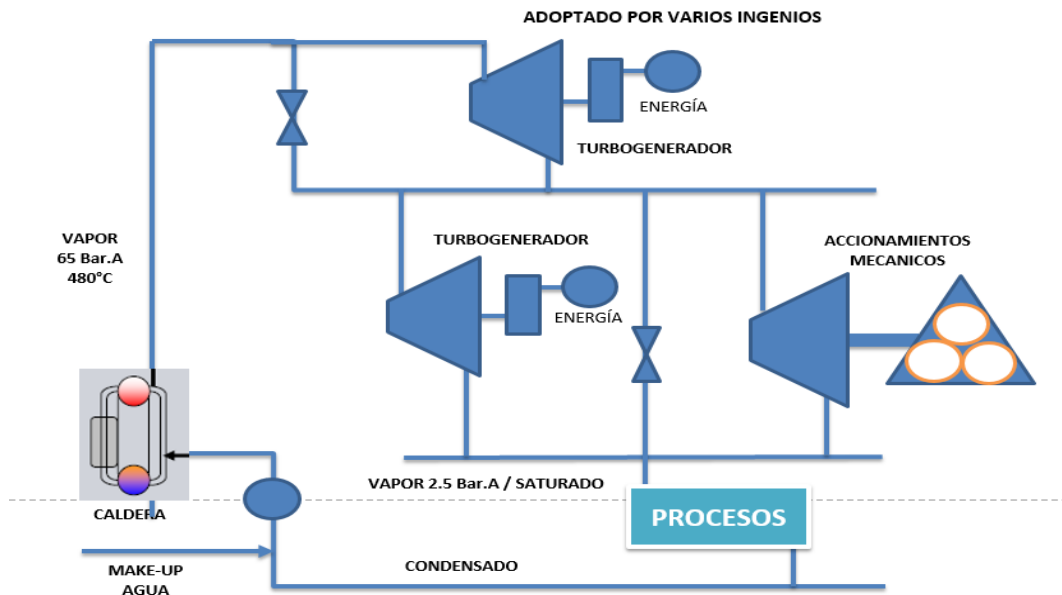


Figura N° 12: Diagrama típico de un ingenio azucarero- Optimizado
Fuente: Seminario sobre Eficiencia Energética - Siemens Mesoamérica.

Adoptado por la mayoría de los de los ingenios.

En este sistema de operación, se tienen las siguientes observaciones:

- Generación de energía más eficiente.
- Mejor relación presión/temperatura, sin embargo, aún no optimizada y por debajo de las posibilidades reales.
- Calderas de nueva generación / Eficiencia mediana.
- Demasiados accionadores mecánicos con turbinas pequeñas de vapor / eficiencia pobre.
- Comportamiento general de la planta de generación (vapor y energía) sin un concepto de planta definido.

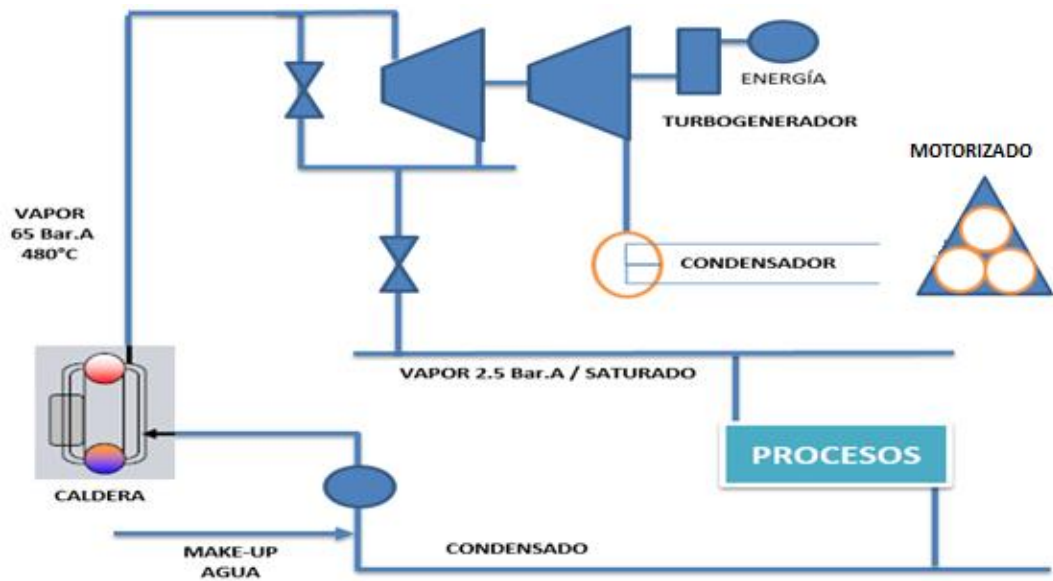


Figura N° 13: Diagrama típico de un ingenio azucarero – Actual

Fuente: Seminario sobre Eficiencia Energética - Siemens Mesoamerica.

Concepto nuevo ya siendo adoptado.

En este sistema de operación, se tienen las siguientes observaciones:

- La producción de energía es uno de los principales productos del ingenio.
- Parámetros de alta presión (presión y temperatura) / Calderas de alta eficiencia.
- Reemplazo de turbinas de vapor pequeñas por motores eléctricos con convertidor de frecuencia.
- Incrementan la eficiencia global de la planta.
- La eficiencia es un objetivo común en todo el ingenio
- Uso de la paja y la punta de la caña / combustible.
- Enfocado en equipos de alto comportamiento tecnológico.
- Evaluación técnica de la gasificación de la paja de la caña y el bagazo.
- Migración a ciclo combinado.

2.7. Reducción de emisiones de CO₂ (bono de carbono)

El sistema ofrece incentivos económicos para que las empresas privadas contribuyan a la mejora de la calidad ambiental y se consiga regular la emisión generada por sus procesos productivos, considerando el derecho a emitir CO₂ como un bien canjeable con un precio establecido en el mercado.

Cálculo de huella de carbono o inventario de emisiones GEI que se emiten en la empresa (viajes, transporte, energía, papel).

Las Empresas buscan reducir sus emisiones GEI. Para aquellas emisiones inevitables busca compensarlas a través de proyectos reducción de emisiones o secuestro (créditos de carbono) de reducción de emisiones GEI.

Generación de Energías Renovables: biomasa, biogás y bio-combustibles líquidos, viento, fotovoltaica, electricidad y calor termo-solar, geotermia, pequeñas plantas hidroeléctricas hasta 20 MW

Eficiencia Energética:

- Eficiencia energética industrial
- Eficiencia energética doméstica
- Eficiencia energética en sector transporte
- Eficiencia energética en sector público
- Eficiencia energética en sector agroindustrial y Eficiencia energética en sector comercial.

Tabla N° 1:
Factores de emisión de carbono

COMBUSTIBLES	FEC (Tc/TJ)
FOSILES LIQUIDOS	
Petróleo crudo	20
Orimulsión	22
Líquidos de gas natural	17.2
FOSILES SOLIDOS	
Antracita	26.8
carbón coque	25.8
Otro carbón bituminoso	25.8
Carbón sub bituminoso	26.2
Lignito	27.6
Turba	28.9
FOSILES GASEOSOS	
Gas natural (seco)	15.3
BIOMASA	
Biomasa solida	29.9
Biomasa liquida	20
Gas de biomasa	30.6

Fuente: *Intergovernmental Panel on Climate Change. (1996).*

2.7.1. Generación de carbono

$$CO_2 = H_R \times H_M \times m_B \times PCI \times FEC \times \frac{4.18}{10^9} \quad (2.36)$$

Donde:

CO_2 = Generación de toneladas de CO_2 (TC)

H_M = horas de molienda (aprox. 22 horas diarias)

m_B = Consumo de bagazo (kg bag./h)

PCI =Poder calorífico inferior (Kcal/Kg)

FEC =Factores de emisión de carbono (TC/TJ)

H_R =Tasa de calor

$$Reduccion CO_2 = CO'_2 - CO_2 \quad (2.37)$$

CO'_2 = Generación de toneladas de CO_2 proyectada (TC)

CAPITULO III:

MATERIAL Y METODO

3.1. Metodología de la investigación

3.1.1. Indicadores térmicos de la generación de vapor (calderas)

La Obtención de parámetros energéticos de operación para generadores de vapor (calderas) mediante un dataloger flujo metro instalado en el cabezal de ambas calderas en el ingenio de Agroindustrias San Jacinto. Para así realizar el balance de energía y exergía al turbogenerador de 21.71 MW.

3.1.2. Balance de energía y exergía del turbogenerador de 21.7 MW con parámetros de diseño

Mediante los parámetros, datos de diseño, tolerancias tomadas por el fabricante se realizará el balance de energía y exergía obteniendo cada indicador energético de la turbina de vapor de 21.7 MW.

3.1.3. Balance de energía y exergía del turbogenerador de 21.7 MW con parámetros actuales de operación

La optimización para los procesos energéticos y exergético para la turbina de vapor de 21.7 MW del ingenio San Jacinto se realiza teniendo en cuenta el registro de datos y parámetros energéticos actuales del ingenio, así como las evaluaciones para determinar los indicadores que conllevan en la operación del turbogenerador de 21.7 MW.

3.1.4. Balance de energía para equipos de preparación y extracción de caña en el área de trapiche

La obtención de datos de operación de turbinas de vapor para accionamiento mecánicos de los machetes y molinos (equipos de preparación y extracción), seguidamente de una evaluación energética a dichos equipos para obtener sus indicadores térmicos y determinar el flujo de vapor utilizados en dichos equipos.

3.1.5. Balance energético y exergético del turbogenerador con la electrificación proyectada

En este caso los equipos térmicos (turbinas de vapor) de accionamiento mecánico serán sustituidos por motores eléctricos, los cuales cuentan con una

mayor disponibilidad y confiabilidad; obteniendo un mayor flujo de vapor disponible para la generación de energía eléctrica para el ingenio, así mismo realizando un nuevo balance energético y exergético del turbogenerador de 21.7 MW.

3.2. Diseño de la investigación

3.2.1. Evaluación de indicadores del flujo de vapor generado

Para el balance exergético actual en el turbogenerador de 21.7 MW, es necesario conocer la cantidad de flujo de vapor generado como indicadores térmicos utilizados para la generación de vapor en Agroindustrias San Jacinto.

3.2.1.1. Parámetros de generación de vapor

La generación de vapor es esencial para la generación de energía eléctrica y poder cubrir la demanda que posee. Si bien se sabe que en el ingenio AISJ utilizan biomasa (bagazo) como combustible para generar vapor y así utilizarlo para accionamientos mecánicos en trapiche, generación eléctrica con un turbogenerador de 21.7 MW; el vapor de escape sale con una presión de 15 – 20 psi y temperatura de 225°C para así ser llevados al área de elaboración.

Las calderas acuotubulares operativas son:

- Caldera Foster Wheeler 01.
- Caldera Foster Wheeler 03.

La recopilación de datos de vapor, presión, temperatura y generación de energía eléctrica se realizara mediante el uso de un dataloger (flujo metro, manómetros, termómetros y vatímetro)

Tabla N° 2:
Parámetros de los generadores de vapor de AISJ

Descripción de Parámetros	UND	Caldera FW N°01		Caldera FW N°03	
		Diseño	Operación	Diseño	Operación
DATOS DEL CALDERO					
Año de fabricación	año	1975	-	1968	-
Presión de vapor de salida	Psig	690	600	698	600
Temperatura de vapor	°C	371	403	371	400
Flujo de vapor producido	Ton/h	50	38	50	38
Potencia	HP	1691	-	1691	-
Volumen de agua	m3	32.5	-	33	-
Nivel del domo	%	-	48	-	47
Temperatura de combustión en la parrilla (horno)	°C	993	981	993	865
Eficiencia de caldera	%	64.26	51.84	64.26	51.84
Flujo De Agua					
Presión de agua	Psi	-	720	-	720
Temperatura de agua	°C	96	120	96	120
Alimentadores De Bagazo					
Temperatura de bagazo entrada a la caldera.	°C	-	43	-	41
Humedad promedio de bagazo	%	47/49	47.5	47/49	47.5
Exceso de aire para la combustión	%	-	48	-	48
Temperatura de I. a la chimenea (Tch)	°C		190		190

❖ **Poder calorífico inferior del bagazo.**

$$PCI = 4250 - 4850w \quad (3.1)$$

Dónde:

w = Humedad del bagazo (%).

PCI = Poder calorífico inferior (Kcal/Kg).

❖ **Perdida de calor en los gases de combustión. (Kcal/Kg)**

$$q = t(1 - w) \left(1.4m + \frac{0.5}{1 - w} - 0.12 \right) \quad (3.2)$$

Dónde:

t =Temperatura la chimenea (°C).

w =Humedad del bagazo (%).

m =Exceso de aire (%).

**Tabla N° 3:
Coeficientes de Perdidas**

Coef. perdidas por inquemados (α)	0.98
Coef. Perdidas por radiación (β)	0.9
Coef. Perdidas comb. Incompleta (Π)	0.88

Fuente: Hugot (1989)

❖ **Cantidad de calor recuperado de la combustión (Kcal/Kg).**

$$q' = (PCI - q)\alpha \cdot \beta \cdot \eta \quad (3.3)$$

Dónde:

α =coef. Perdidas por inquemados.

β = coef. Perdidas por radiación.

η = coef. Perdidas por combustión incompleta.

❖ **Índice de generación térmica. (Kg vapor/Kg bagazo)**

$$IG = \frac{q'}{h_s - h_i} \quad (3.4)$$

Dónde:

h_i =Entalpia de agua de alimentación.

h_s = Entalpia de vapor sobrecalentado.

❖ **Flujo másico total de agua consumido por las calderas.**

$$C. a = 1.03 * mv_{tot} \quad (3.5)$$

Dónde:

mv_{tot} = Flujo de vapor generado por las 2 calderas kg vapor/s.

❖ **Consumo de bagazo en las calderas.**

$$m_c = \frac{mv_{tot}}{IG} \quad (3.6)$$

3.2.2. Evaluación energética y exergética con parámetros de diseño en el turbogenerador de 21.7 MW

La planta de fuerza actualmente funciona con un turbogenerador TGM de 21.7 MW y un grupo electrógeno de emergencia de 600KW. Lo que cubre toda la demanda del ingenio de agroindustrias San Jacinto. En tiempo de parada de mantenimiento del ingenio, el consumo eléctrico se compra del distribuidor externo (Hidrandina S.A.).

A continuación se evaluará nuestro volumen de control, mediante un balance de energía y exergía del turbogenerador de 21.7 MW con los parámetros de diseño mostradas en la siguiente tabla.

Tabla N° 4 :
Informaciones técnicas generales del Turbogenerador

CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO	1	2	UNIDAD
Potencia en los terminales del generador	16,680	21,710	KW
Presión del vapor de la entrada	43	66	Bar (a)
Temperatura del vapor de la entrada	400	510	°C
Flujo de entrada de vapor	115	115	Ton/h
Presión de vapor	2.50	2.50	Bar (a)
Flujo de salida del vapor	115	115	Ton/h
vapor de salida de temperatura	127.6	134	°C
Rotación de la turbina	6,800	6,800	RPM
Rotación del generador	1,800	1,800	RPM
Eficiencia del generador	97.80		%
Eficiencia del reductor	98.50		%

Fuente: Manual de operación de la turbina de vapor TGM 21.7 MW

❖ Potencia generada por la turbina en contrapresión

Aplicando balance de masa y energía obtenemos:

$$P_{turbina} = \frac{P \cdot G}{\eta_g \cdot \eta_{Redu}} \quad (3.7)$$

Dónde:

$P \cdot G$ =Potencia generada en los bornes del generador.

η_g = Eficiencia del generador.

η_{Redu} = Eficiencia del reductor.

❖ Calor cedido por el turbogenerador de 21.71 MW

$$Q_c = P_{turbina} + m_v \left[(h_2 - h_1) + \frac{(C_2^2 - C_1^2)}{2 \cdot 10^3} + \frac{g(H_2 - H_1)}{10^3} \right] \quad (3.8)$$

Dónde: m_v = Flujo de vapor (kg/s) h_2 =Entalpia de presión de escape de la turbina contrapresión (kJ/kg) h_1 =Entalpia de presión de admisión de la turbina contrapresión (kJ/kg) C_2 =velocidad de salida del vapor (m/s) C_1 =velocidad de entrada del vapor (m/s) H_2 =nivel de la válvula de admisión (m) H_1 =nivel de la válvula de escape (m)**❖ Eficiencia isoentrópica en el turbogenerador de 21.7 MW**

$$\eta_{Is} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2is})} \quad (3.9)$$

Dónde: h_{2is} =Entalpia con expansión de entropía constante (kJ/kg)**❖ Consumo específico de vapor**

$$C_V = \frac{m_v}{P_G} \quad (3.10)$$

❖ Tasa de calor

$$H_R = \frac{m_c}{P_G} \quad (3.11)$$

❖ Flujo de Exergía neta aportada (KW)

$$a_{f1} - a_{f2} = m_v \left[(h_1 - h_2) - T_0(S_1 - S_2) + \frac{(C_1^2 - C_2^2)}{2 \cdot 10^3} + \frac{g(H_1 - H_2)}{10^3} \right] \quad (3.12)$$

Dónde: S_2 = Entropía de presión de escape de la turbina contrapresión (kJ/kg.K). S_1 = Entropía de presión de admisión de la turbina contrapresión (kJ/kg.K). T_0 = Temperatura ambiente (25°C).**❖ Exergía que acompaña al calor (kW)**

$$A_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_f} \right) Q_c \quad (3.13)$$

Dónde: T_f =Temperatura de frontera (135°C).

❖ **Exergía que acompaña al trabajo (kW)**

$$A_W = P_{turbina} - m_v p_0 (V_2 - V_1) \quad (3.14)$$

Dónde:

p_0 = Presión ambiente (1 atm).

❖ **Generación de entropía (kW/K)**

$$\sigma = -\left(\frac{Q_c}{T_f}\right) + (S_2 - S_1) \quad (3.15)$$

❖ **Dstrucción de la Exergía (kW)**

$$A_D = \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) Q_c - A_W + (a_{f1} - a_{f2}) \quad (3.16)$$

❖ **Eficiencia Exergética**

$$\eta_{EX} = \frac{A_W}{a_{f1} - a_{f2}} \times 100\% \quad (3.17)$$

3.2.3. Evaluación energética y exergética con parámetros actuales de operación en el turbogenerador de 21.7 MW.

Para la evaluación del balance de energía y exergía se tomó como volumen de control el turbogenerador de 21.7 MW, los parámetros de operación actual son: temperatura de admisión y escape, presión de admisión y escape, flujo de vapor y potencia generada; mediante estos parámetros seremos capaces de evaluar el balance de energía con ecuaciones antes citadas (3.7 – 3.11); así mismo evaluar el balance de exergía mediante las ecuaciones (3.12 -3.17).

Los parámetros ambientales lo tomaremos: $T_0 = 25^\circ C$, $p_0 = 1 atm$.

Como la temperatura de fronteras: $T_f = 135^\circ C$.

3.2.4. Evaluación energética y exergética de la turbina de 21.7 MW con parámetros proyectados

Para obtener los parámetros proyectados para la evaluación energética y exergética de la turbina de 21.7 MW hallaremos el flujo de vapor consumido en los equipos de preparación de caña (machetes) y extracción de jugo (molinos), seguidamente realizar el balance de energía en estos equipos consumidores de vapor (turbinas para accionamiento mecánico).

3.2.4.1. Parámetros para el balance de energía en los equipos consumidores de vapor.

Actualmente el área cuenta con 05 turbinas para el accionamiento mecánico de 02 machetes y 06 molinos. La parte electrificada se complementa con motores eléctricos en los cuales se realizará una evaluación de consumo, registrándola como potencia instalada y potencia consumida.

Los balances de energía correspondientes a los equipos de accionamiento se realizaron en base al siguiente esquema.

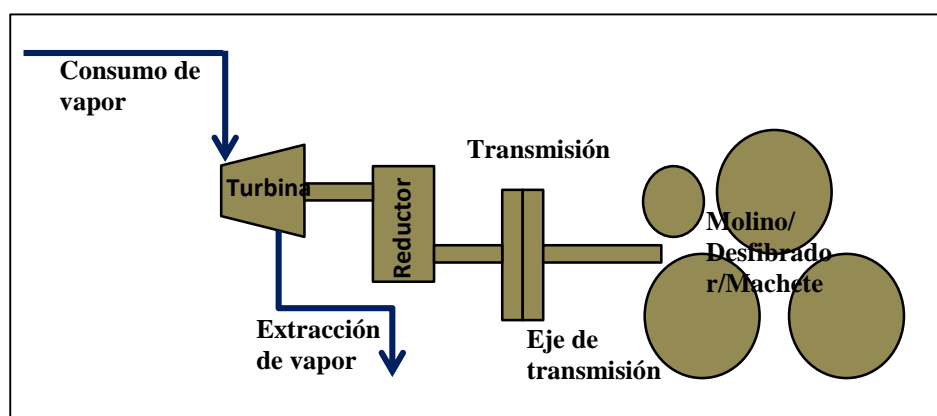


Figura N° 14: Diagrama transmisión de energía mecánica en el área de trapiche.

Se mencionan los equipos consumidores térmicos en el área de trapiche.

Tabla N° 5:
Equipos consumidores de Vapor en el área de Trapiche

EQUIPO TERMICO	EQUIPO MECANICO	NOMBRE	ACCIONAMIENTO
TURBINA DE VAPOR	Machete n°1	NG 1	Vapor sobrecalentado
	Machete n°2	NG 2	
	Molino 2 y 3	DONELLY 2 Y 3	
	Molino 4 y 5	DONELLY 4 Y5	
	Molino 6	DONELLY 6	

Tabla N° 6:
Datos de Molienda

Parámetros de molienda	Valor	Unidad
Toneladas de caña día (M)	4000	TCD
Horas de operación (Hr)	22	Hr
Toneladas de caña hora (C)	181.82	TCH
Días de Zafra	300	Día
Bagazo en caña (B%C)	30.4	%
Humedad del bagazo (H%)	49	%
Fibra en la caña (f)	14.5	%

A. Primer y segundo juego de machetes

Tabla N° 7:
Equipos de Preparación de Caña

Parámetros de diseño para preparación de caña	Valor	Und
Radio del circulo de rotación - Machete N°01 (R1)	75.00	cm
Radio del circulo de rotación - Machete N°02 (R2)	70.00	cm
Paso de las cuchillas - Machete N°01 (p1)	10.00	cm
Paso de las cuchillas - Machete N°02 (p2)	5.00	cm
Ancho del conductor (L)	1.50	m
Peso del por metro cubico de cañas - Machete N°01 (d1)	130.00	kg/m ³
Peso del por metro cubico de cañas - Machete N°02 (d2)	250.00	kg/m ³
Ajuste de las cuchillas - Machete N°01 (r1)	300.00	mm
Ajuste de las cuchillas - Machete N°02 (r2)	70.00	mm
Índice de preparación de caña (PI)	85.00	%
VELOCIDAD		
Velocidad de rotación de las cuchillas - Machete N°01 (n1)	680.00	RPM
Velocidad de rotación de las cuchillas - Machete N°02 (n2)	630.00	RPM
Velocidad del conductor de cañas N°1 (v)	7.20	m/min
Velocidad del conductor de cañas N°2 (v)	12.00	m/min

❖ **Altura del colchón de caña.**

$$h = \frac{1000 \cdot C}{60 \cdot v \cdot L \cdot d} \quad (3.18)$$

Dónde:

h= Altura de colchón de caña (mm).

C= Trabajo de los molinos TCH

v= Velocidad del conductor (m/min).

L= Ancho del conductor (m).

d= Peso de cañas, antes de las cuchillas (Kg/m³).

❖ **Porcentaje peso trabajado.**

$$i = \frac{r}{h} \times 100 \quad (3.19)$$

Dónde:

r = Ajuste de las cuchillas (mm)

h = Altura de colchón de caña (mm)

i = Peso de cañas no cortadas, % peso trabajando (mm)

❖ **Proporción de cañas cortadas.**

$$k = \frac{100 - i}{100} \quad (3.20)$$

Dónde:

k = Proporción de caña cortada (%)

i = Peso de cañas no cortadas (%)

❖ **Potencia del primer y segundo juego de machetes.**

$$P = 0.0025 \frac{k \cdot C \cdot f \cdot n \cdot R}{p} \quad (3.21)$$

Dónde:

P = Potencia media consumida por las cuchillas.

C = Trabajo de los molinos TCH.

f = Fibra en la caña, con relación a la unidad.

k = Proporción de cañas cortadas %

n = Velocidad de rotación de las cuchillas (RPM).

R = Radio del círculo en la punta de las hojas (cm).

p = Paso de cuchillas (cm).

Tabla N° 8:

Consideraciones Técnicas Para Los Equipos De Preparación De Caña

n	500 rpm
R	60 cm
p	5 cm
k	0.8

Fuente: Ingeniería de la Caña de Azúcar, Hugot.

B. Molinos o Trapiches.

Tabla N° 9:

Datos para dimensionamiento de equipos de extracción de jugo

Parámetros de diseño para equipos extracción de jugo	valor	und
Fibra del bagazo en el molino N° 02 (F2)	36.00	%
Fibra del bagazo en el molino N° 03 (F3)	39.00	%
Fibra del bagazo en el molino N° 04 (F4)	42.00	%
Fibra del bagazo en el molino N° 05 (F5)	45.00	%
Fibra del bagazo en el molino N° 06 (F6)	49.00	%
Coficiente relativo a los equipos de preparación (C)	1.23	-
Longitud de los cilindros (L)	1.75	m
Diámetro de los cilindros (D)	0.88	m
Numero de cilindros de la batería (N)	24.00	-
Fibra por unidad de bagazo (F)	0.50	-
Diámetro del pistón (Dp)	10.00	pulg
Presión en placa (Pp)	3000.00	lb/pulg ²
Presión en placa (Pp)	210.09	kg/cm ²
Densidad del jugo a presión atmosférica (δ^0)	1.51	g/cm ³
Rendimiento de la corona (nc)	98.50	%
Rendimiento de los piñones (np)	98.00	%
Rendimiento de engranajes de reducción (ne)	98.00	%
Rendimiento de reducción (nr)	98.50	%
Velocidad de rotación de los cilindros (n)	3.80	RPM

❖ Carga fibrosa.

$$Cf = 60 \cdot \pi \cdot D \cdot n \cdot L \cdot q \quad (3.22)$$

Dónde:

C= Trabajo de los molinos en kg de caña por hora.

f= Fibra de la caña en relación con la unidad.

L= Longitud de los cilindros (m).

D= Diámetro de los cilindros.

n= Velocidad de los cilindros (rpm).

q= Carga fibrosa, en kg por m²

❖ Carga fibrosa específica.

$$\tau = \frac{q}{D} \quad (3.23)$$

❖ Densidad de la fibra a una determinada presión.

$$\delta = 1.512 + 220 \times 10^{-6} \cdot p \quad (3.24)$$

Dónde:

p = Presión hidráulica específica kg/dm^2

❖ **Densidad del jugo a una determinada presión.**

$$\delta' = \delta'_0(1 + 380 \times 10^{-6} \cdot p) \quad (3.25)$$

❖ **Densidad del bagazo comprimido.**

$$d = \frac{1}{\frac{F}{\delta} + \frac{1-F}{\delta}} \quad (3.26)$$

Dónde:

F = fibra de este bagazo con relación a la unidad.

δ = Densidad de la fibra a una determinada presión.

❖ **Potencia consumida por los molinos.**

$$T = \frac{nD}{e} \left[P \left(0.5 \cdot \sqrt{\frac{\tau}{dF}} + 0.05 \right) 4L \right] \quad (3.27)$$

n = Velocidad de rotación de los cilindros en Rpm.

L = Largo de los cilindros (m).

D = Diámetro de los cilindros (m).

e = Rendimiento de los engranes.

P = Presión hidráulica total aplicada sobre el cilindro superior.

τ = Carga fibrosa específica del molino ($\text{kg}/\text{m}^2/\text{m}$).

d = Densidad del bagazo comprimido en el plano axial de los cilindros de salida (kg/m^3)

❖ **Potencia en el eje de la turbina de accionamiento de los equipos de preparación y extracción de caña.**

$$P_{eje} = \frac{P_{con}}{n_{red}} \quad (3.28)$$

❖ **Eficiencia isoentrópica y consumo específico para turbinas de preparación y extracción.**

Al igual que la ecuación (3.9) y (3.10) obtendremos la eficiencia isoentrópica, mediante los siguientes parámetros de presión y temperatura en dichos equipos presentadas en las siguientes tablas:

$$\eta_{Is} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2is})} \quad (3.9)$$

$$C_v = \frac{m_v}{P_G} \quad (3.10)$$

Tabla N° 10:
Condiciones de operación de turbinas de vapor en el área de trapiche.

Equipos térmicos	P adm (Bar)	T° adm (°C)	P Esc (Bar)	T° ESC (°C)
machetes N°1	41.5	361	1.41	210
machetes N°2	41	378	1.37	210
molino 2 y 3	41.5	395	1.28	255
Molino 4 y 5	41	398	1.24	263
Molino 6	40	399	1.3	264

Consumo de vapor en los equipos de preparación y extracción de caña

El flujo de vapor en función a la velocidad, al área transversal y el volumen específico que este recorre.

$$m_v = \frac{C \cdot A}{v} \quad (3.29)$$

Dónde:

v = Volumen específico (m³/kg).

C = Velocidad del flujo de vapor (m/s).

A = Sección de la tubería (m²).

Tabla N° 11:
Dimensiones de entrada y salida en turbinas de trapiche.

Descripciones	Machete 1	Machete 2	Molino 2 y 3	Molino 4 y 5	Molino 6
D ₁ Admision (pulg)	4	4	4	4	4
D ₂ Escape (pulg)	10	12	10	10	10
Diferencia Altura (m)	0.613	0.585	0.585	0.329	0.521
Eficiencia Reductor	0.98		0.93		

$$C = \frac{4m_v v}{\pi D^2} \quad (3.29.a)$$

Reemplazando la ecuación (3.29.a) en la ecuación (3.8) tenemos:

$$P_{con} = \left[\frac{Q_{ced}}{m_v} + m_v A + B m_v^3 \right] \times n_{red} \quad (3.29.b)$$

Dónde:

Q_{ced} = Calor cedido (kW).

A = Cte (kJ/kg).

B = Cte (kJ/kg).

$$A = \left[(h_1 - h_2) + \frac{g(H_1 - H_2)}{1000} \right] \quad (3.29.c)$$

$$B = \frac{8}{\pi^2} \left[\frac{v_1^2}{D_1^4} - \frac{v_2^2}{D_2^4} \right] \cdot \frac{1}{1000} \quad (3.29.d)$$

❖ **Transferencia de calor en la turbinas de vapor para accionamientos para equipos de preparación caña y extracción de jugo.**

Para encontrar el calor cedido o perdido por transferencia de calor por conducción, convección y radiación tenemos:

• **Transferencia de calor por conducción**

El modelo matemático obtenidos para la transferencia de calor en una turbina, se tomó en consideración la geométrica cilíndrica y planas con las que estas cuentan.

$$Q_{cond T} = Q_{cond 1} + (2 * Q_{cond 2}) \quad (3.30)$$

$$Q_{cond 1} = \frac{(T_{adm} - T_a)}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{Ln\left(\frac{r2}{r1}\right)}{K_{mat Turb}} + \frac{Ln\left(\frac{r3}{r2}\right)}{K_{aisl}} + \frac{Ln\left(\frac{r4}{r3}\right)}{K_{planc}} \right]} \quad (3.30.a)$$

$$Q_{cond 2} = \frac{(T_{adm} - T_a)}{\left[\frac{e_{mat Turb}}{K_{mat Turb} \times A_{tur}} + \frac{e_{aisl}}{K_{aisl} \times A_{recu}} + \frac{e_{planc}}{K_{planc} \times A_{planc}} \right]} \quad (3.30.b)$$

Dónde:

T_{adm} = Temperatura de admisión (°C).

T_a = Temperatura ambiente (°C).

L = Longitud del cilindro (m).

$r1$ = Radio interior de la turbina de vapor.

$r2$ = Radio exterior de la turbina de vapor.

$r3$ = Radio que cubre el aislante (manta mineral de roca).

$r4$ = Radio de la plancha de recubrimiento para el aislante.

$K_{mat Turb}$ = Conductividad térmica del material de la turbina (W/m°C).

K_{aisl} = Conductividad térmica del aislante (manta mineral de roca).

K_{planc} = Conductividad térmica de la plancha ASTM A36 3/16".

$e_{mat Turb}$ = Espesor del material de la turbina.

e_{aisl} = Espesor del material aislante.

e_{planc} = Espesor de la plancha metálica.

La ecuación (3.30.a) y (3.30.b) mostrada es para la geométrica cilíndrica y superficies planas; las siguientes tablas nos mostraran cada valor necesario para obtener la transferencia de calor por conducción.

Tabla N° 12:

Dimensiones geométricas de turbinas del área de trapiche.

	Turbina GE	Turbina fletcher	Turbina NG 3	Turbina NG 2	Turbina NG 1
Diámetro TV. (m)	0.69	0.83	0.83	0.85	0.54
Longitud TV.(m)	0.25	0.85	0.8	0.8	0.86

Tabla N° 13:

Dimensiones para la Transferencia por conducción.

Radio	Turbina GE	Turbina fletcher	Turbina NG 3	Turbina NG 2	Turbina NG 1
R1(m)	0.34	0.41	0.41	0.42	0.27
R2 (m)	0.37	0.44	0.44	0.45	0.30
R3 (m)	0.475	0.55	0.55	0.56	0.40
R4 (m)		0.55	0.55	0.56	

Tabla N° 14:

Conductividad y Espesor de materiales.

Material	Espesor (m)	Conductividad térmica (W/m°C)
Mat. Turbina	0.058	80
Manta mineral de roca 100 kg/m3	0.2032	0.0037
Plancha ASTM A36 3/16"	0.009525	63.58

Tabla N° 15:
Temperaturas medidas en Turbinas de vapor (°C).

Temperaturas	Turbina GE	Turbina Fletcher	Turbina NG 3	Turbina NG 2	Turbina NG 1
Frontera	62.5	75	78.5	63.5	62.5
Superficial	100	125	132	102	100
Admisión	400	397	395	378	361
Escape	264	263	255	210	210

• **Transferencia de calor por convección:**

La transferencia de calor por convección se realizará para superficies cilíndricas y planas, ya que es el modelo matemático realizado.

Para una convección libre haremos uso de la ley de enfriamiento de newton

$$Q_{conv} = Q_{conv1} + Q_{conv2} \quad (3.31)$$

$$Q_{conv1} = hA_{tc}(T_s - T_a) \quad (3.31.a)$$

$$Q_{conv2} = hA_{tc}(T_s - T_a) \quad (3.31.b)$$

Para encontrar el coeficiente convectivo de transferencia de calor haremos uso del número de Nusselt. Mediante la siguiente ecuación:

$$h_c = \frac{Nu * K_{aire}}{L} \quad (3.31.c)$$

$$Nu = \left[0.68 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \right] \quad (3.31.d)$$

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_a)L^3}{V\alpha} \quad (3.31.e)$$

Donde:

Ra = Número de Raleigh.

g = Gravedad (m/s²).

T_s = Temperatura de salida (°C).

T_a = Temperatura ambiente (°C).

L = Longitud o longitud equivalente (m).

V = Viscosidad cinemática.

α = Difusividad térmica.

h_c = Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m²°C).

Nu = Número de Nusselt .

K_{aire} = Conductividad térmica del material (W/m°C).

Las ecuaciones anteriormente mencionadas son para obtener la pérdida de calor por transferencia de calor y así mismo facilitar el cálculo del flujo de vapor en cada turbina de vapor para accionamiento mecánico en equipos de preparación de caña y extracción de jugo; proyectando así un balance exergético mediante la electrificación del área de trapiche.

3.3. Población y muestra

3.3.1. Referente a la empresa San Jacinto

Agroindustria San Jacinto está ubicado en el valle de Nepeña, posee una propiedad de 10,422.59 hectáreas en dicho valle y 5,250.92 hectáreas adjudicadas en los terrenos del proyecto especial Chincas que reciben la denominación del fundo Macacona haciendo un total de propiedad de 15,673.50 Has.

Además, cuenta con influencia agrícola en los valles de Santa y Casma para promover el cultivo de la caña de azúcar en sembradores particulares.

En el año 1996 la familia Picasso Candamo, representada por los hermanos Francisco y Martin adquieren la mayoría accionaria (55.3386%) y toman el manejo de la empresa, iniciándose una nueva etapa de San Jacinto que a pesar del corto periodo transcurrido ya se pudieron observar importantes resultados operativos, económicos y sociales.

Y para setiembre del 2009 los grupos gloria y Picasso Candamo decidieron intercambiar negocios, el primero para incrementar su participación en el sector azucarero y el segundo para fortalecer su división farmacéutica.

Esta estratégica movida involucra la transferencia del íntegro de las acciones de farmacéutica del pacifico S.A. – Farpasa (de propiedad de la familia Rodríguez Banda) a favor de los accionistas de Agroindustrias San Jacinto S.A.A. (es decir el conglomerado Picasso Candamo) en calidad de pago por el 72.57% de las acciones del ingenio.

3.3.2. Proceso productivo en el campo

Las labores de campo las podemos dividir en tres etapas principales: preparación del terreno para la siembra, el período vegetativo de la caña y la cosecha. En la Preparación del terreno se realizan una serie de actividades tendientes a alistar el campo para la siembra de caña mejorando las características del suelo, el período vegetativo de la caña comprende las operaciones de Siembra, Riego y Retape, Aplicación de herbicidas pre emergentes, Riego, Crecimiento y aplicación de herbicidas post emergentes y pesticidas, Tareas: limpieza de acequias, doblado de caña, aplicación de herbicidas, Muestreo de maduración y Agoste.

La Cosecha, se realiza cuando la caña ha alcanzado su contenido óptimo de maduración (12 – 18 meses) y por lo tanto una concentración de sacarosa que determine rendimientos de azúcar económicos. Comprende la Quema, el Corte y carguío (el carguío es totalmente mecanizado mediante grúas de hilo y arrumadoras que alimentan de caña a la fábrica a camiones de 25 a 30 TN de capacidad).

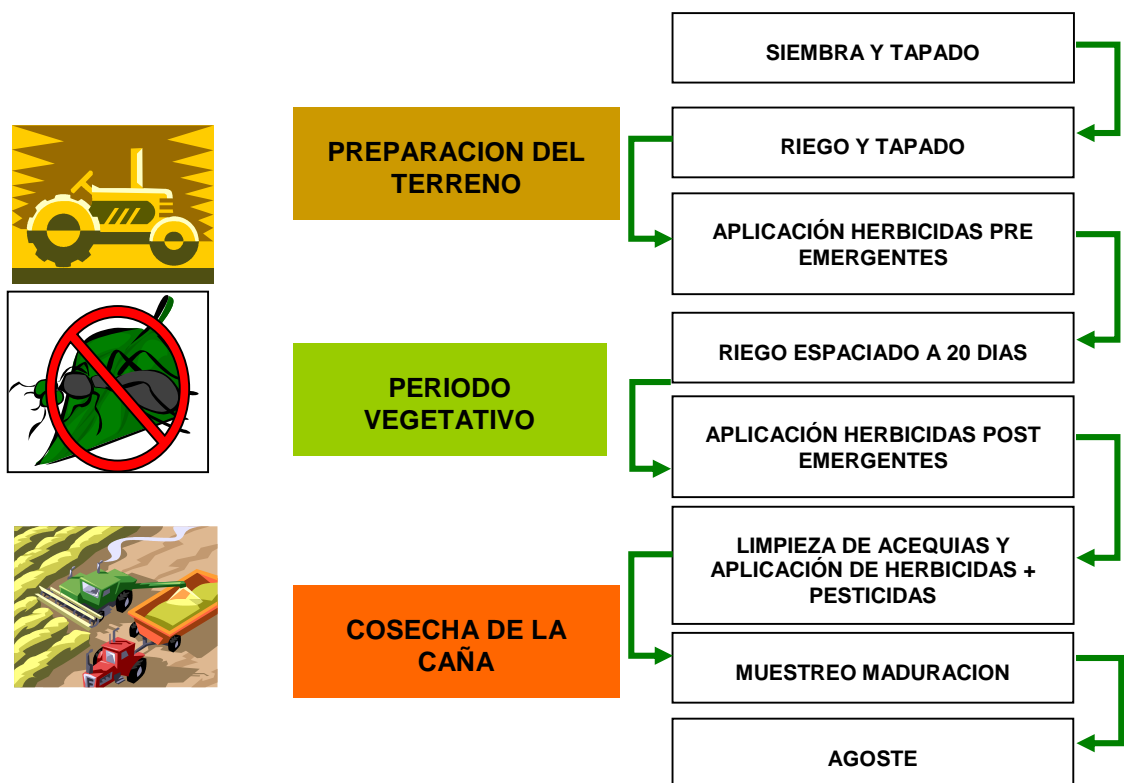


Figura N° 15: Proceso productivo de la caña de azúcar.

A. Proceso productivo fabril

La caña cosechada en el campo es transportada hacia la fábrica por medio de camiones, procediéndose a pesarlos y distribuirlos hacia el trapiche. El Ingenio San Jacinto posee un tándem de molinos con sus respectivas viradoras de caña.

Una vez recibida la caña en el trapiche, lo primero que se realiza es un lavado para retirarles la tierra y la suciedad que traen del campo. Luego la caña pasa por las picadoras, que tienen por objeto desmenuzar la caña.

Mientras más desmenuzada esté la caña se logrará un mejor trabajo de extracción en los molinos y se mejorará el rendimiento.

Durante este proceso sólo se realiza una fragmentación de la caña, pero sin extraerle el jugo, pues no hay acción de compresión.

La caña desmenuzada es transportada a través de un conductor hacia los molinos para proceder, por compresión, a extraer el jugo contenido en la caña.

El jugo que se extrae es bombeado al proceso para su tratamiento de desinfección y clarificación.

Este jugo mezclado es un jugo sucio pues contiene tierra, arena, residuos de caña y otras impurezas por lo que debe ser clarificado para poder ser utilizado en el proceso.

B. Recepción y pesado

La primera etapa en el proceso es la recepción y pesado de la caña entrante, este se realiza mayormente en básculas de plataforma por cada unidad entrante al mismo y tiene por finalidad controlar la cantidad de caña que entra al proceso en un período de tiempo (horas, día, mes, año) y con ello estimar los rendimientos en peso de azúcar obtenido por peso de caña entrante. Al jefe de trapiche le permite conocer su molienda horaria y con ello modificar las variables de operación de los molinos optimizando sus resultados.

C. Preparación de la caña

Las unidades en el patio de maniobras esperan su turno para ser descargadas por medio de una grúa de hilos o cables hacia un conductor de cadenas de descarga lateral donde se realiza un primer lavado de la caña con la finalidad de eliminar tierra y paja.

La caña lavada debe ser preparada mecánicamente (reducción de tamaño) con la finalidad de lograr la máxima extracción de jugo por parte de los molinos y esto se logra por medio de juegos de cuchillas (macheteros) que reducen el tamaño de los tallos al 10% del original y máquinas desfibradoras que convierten la caña a hilos.

D. Extracción del jugo de la caña

La caña preparada atraviesa el tren de molienda constituido por masas cilíndricas ranuradas dispuestas en forma triangular (molinos) que extraen el jugo cuando las atraviesa la caña. En esta operación se agrega agua (imbibición) a 75 °C a la salida del penúltimo molino con la finalidad de favorecer la disolución de la sacarosa en la fibra que la contiene. Se obtienen 2 subproductos principales:

El jugo mezclado (imbibición más jugo de la caña) y un residuo leñoso de aproximadamente 50 % de humedad denominado bagazo.

En el trapiche la caña triturada pasa por cinco molinos de cuatro masas cada uno, los cuales extraen el jugo el cual contiene la sacarosa, principal elemento para la producción del azúcar.

Cada molino es alimentado por tolvas llamadas “Conductores Donelly”. El molino 1 se alimenta directamente con la carga de la desfibradora, mientras que los restantes con el bagazo que sale de cada molino anterior.

Para optimizar la extracción, la molienda cuenta con un sistema de imbibición compuesta, que consiste en aplicar agua a unos 70°C (agua de imbibición) a la salida del molino 4, y de los jugos de los molinos 3, 4 y 5 al bagazo de salida de los molinos 1, 2 y 3 respectivamente. La imbibición se hace para disminuir la cantidad de azúcar que se pueda perder en el bagazo que sale del último molino debido a que la sacarosa es altamente soluble con el agua.

El bagazo del molino 5, materia resultante de la extracción del jugo, es transportado mediante un conductor a las calderas para la generación de vapor que requiere la fábrica y la operación del turbo generador. La cantidad de agua de imbibición que se aplica es controlada con un controlador electrónico, ya que una cantidad deficiente no cumpliría su cometido de recuperar suficiente sacarosa del bagazo, y una cantidad elevada puede producir que el bagazo final que va a las calderas quede muy húmedo y que el jugo mezclado tenga

demasiada proporción de agua, dificultando posteriormente la tarea de elaboración. El contenido de azúcar en el jugo mezclado debe ser de unos 14%.

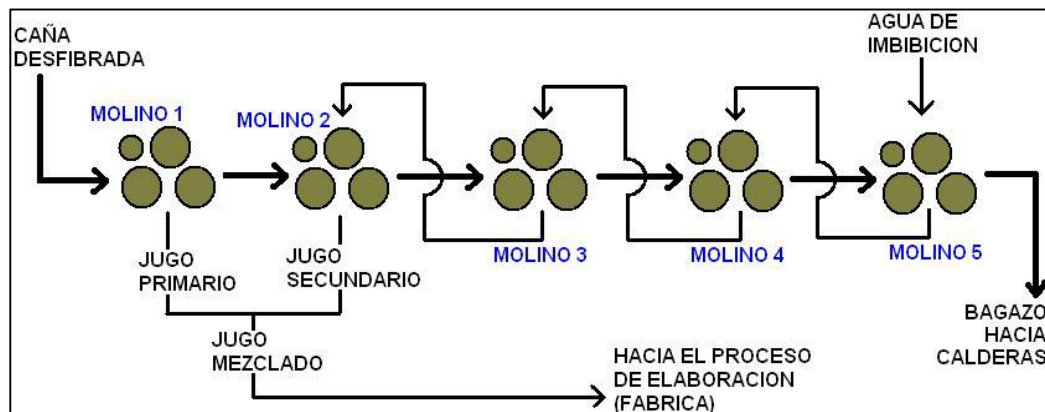


Figura N° 16: Equipos de extracción de jugo mezclado y Bagazo de Caña.

E. El bagazo

El bagazo se conduce a las calderas para su quema y generar el calor necesario para formar vapor sobrecalentado (600 psi y 750°F) que se utiliza en la generación de energía eléctrica para la demanda del ingenio.

El vapor de escape (20 psi y 410°F) proveniente de las turbinas del turbo generador) se utiliza para las necesidades de evaporación (vapor saturado) en el proceso fabril y sus condensados son recirculados permanentemente para alimentar a las calderas.

El bagazo es el producto que queda de la caña después de ser molida en los trapiches que extraen su jugo para la elaboración del azúcar y se emplea fundamentalmente como combustible en las calderas generadoras del vapor, asimismo necesario para el accionamiento de las máquinas térmicas y para los procesos de calentamiento, concentración, cocimiento, secado, destilación de alcohol y otros.

La cantidad de bagazo depende de su humedad, fibra de la caña y del tipo de cosecha y es aproximadamente el 30% de la caña molida.

La humedad del bagazo que normalmente se encuentra entre 45% a 50% depende de la cantidad de agua de imbibición empleada y de la eficiencia de los molinos del trapiche. La cantidad de cenizas depende de la variedad de caña y del tipo de cosecha empleado que en el caso de ser mecanizada, aumenta

considerablemente debido al mayor porcentaje de “trash”, consistente principalmente en tierra.

El Poder Calorífico Inferior (PCI) del bagazo húmedo, el cual tiene un valor aproximado entre 8610 a 8840 kJ/kg tiene una importancia definitoria cuando se pretende evaluar el rendimiento de un generador de vapor y establecer la cantidad de vapor que es posible generar con un kg de bagazo.

En la combustión del bagazo con mayor contenido de humedad y cenizas, se incrementan las pérdidas y por consiguiente el rendimiento de la caldera resulta inferior.

3.3.3. Generación de energía eléctrica

El turbogenerador es parte esencial en el área energética, ya que cuenta con una potencia nominal del turbogenerador de 21.7 MW, desarrollando actualmente solo 4.05 MW.

Además, cuenta con 01 grupo electrógeno de 500 KW en caso de emergencia por corte de energía eléctrica de Hidrandina. El ingenio actualmente genera el 100% de la energía que consume, esto debido a una política energética acertada de cogenerar energía térmica y eléctrica en vez de comprar energía a la red de distribución de Hidrandina como anteriormente se hacía.

A. El turbogenerador

Es el principal equipo de la planta de fuerza, está constituido por una turbina de extracción – Contrapresión y un generador eléctrico de 21.7 MW. Las características de este equipo se muestran en la siguiente tabla:

Tabla N° 16:
Turbina de extracción – Contrapresión

Parámetro	Unidad	Valor	
		Diseño	Operación
Marca	TGM		
Presión de vapor de admisión	bar	43	40.42
Presión de vapor extracción	bar	2.5	2.25
Temperatura de vapor de admisión	°C	400	408.22
Temperatura de vapor de extracción	°C	127	140.7
Flujo de entrada de vapor	Ton/h	115	33.65
Flujo de salida de vapor	Ton/h	115	33.65
Velocidad de rotación	RPM	6800	6820

Fuente: Manual de operación del turbogenerador de 21.7MW.

Tabla N 17:
Características del Generador Eléctrico WEG AISJ

Parámetro	Unidad	Valor	
		Diseño	Operación
Serie		1016466268	
Marca		WEG	
Potencia aparente	kVA	27137	5062.5
velocidad de giro	Rpm	1800	1800
Factor de potencia	-	0.8	0.8
Fases	-	3	3
Frecuencia	Hz	60	60
Tensión	V	13800	13800
Corriente de armadura	A	1135	211.8
Corriente de campo	A	334.6	334.6
Tensión de excitación	V	311.11	311.11
Potencia efectiva	K W	21700	4050

Fuente: Manual de operación del turbogenerador de 21.7MW.

El cuadro presentado es la toma de datos de presión y temperatura de admisión (entrada) y escape (salida) como el flujo de vapor entrante y la energía generada en los bornes del generador eléctrico durante los meses establecidos, llegando al desarrollo de las gráficas mostradas en el anexo (a.1)

3.3.4. Medición y equipos

- Flujometro
- Sensor Digital de presión AP-C30K
- Sensor Digital de temperatura RTD PT 100
- Multímetro ABB

Periodo de medición instantáneo, registro establecido por hora

Tabla N° 18:
Parámetros de operación de la turbina de vapor de 21.7 MW

MESES	Muestra	Generación Eléctrica (kW)	Flujo de Vapor (Ton/h)	Presión admisión (Bar)	Temperatura de admisión (°C)	Presión de escape (Bar)	Temperatura de escape (°C)
SETIEMBRE	1	3,168.17	28.26	40.27	402.73	1.11	143.98
	2	3,043.07	27.32	39.63	398.45	0.95	136.86
	3	3,513.93	29.99	40.23	405.93	1.11	141.03
	4	3,568.61	30.22	39.59	402.32	1.04	136.23
	5	3,422.17	29.06	39.95	405.25	1.04	139.75
	6	3,279.58	28.05	40.06	403.14	1.00	139.72
	7	3,288.15	28.80	39.72	398.98	1.12	140.17
	8	3,055.79	27.08	39.81	398.31	0.93	136.61
OCTUBRE	9	3,253.67	28.47	40.20	399.60	1.03	138.25
	10	3,240.19	28.65	39.39	397.25	1.04	137.25
	11	3,262.50	28.72	39.35	397.46	1.03	136.38
	12	3,126.33	27.70	39.44	392.50	0.93	132.58
	13	3,026.10	25.21	37.60	390.00	0.94	135.80
	14	3,334.08	27.63	38.95	390.38	1.05	135.33
	15	3,334.08	29.02	39.50	391.17	0.97	133.46
	16	3,572.68	29.93	40.15	402.74	0.98	133.79
NOVIEMBRE	17	3,393.76	29.32	38.41	386.80	1.00	130.30
	18	3,542.31	30.11	39.56	401.37	1.02	137.26
	19	3,805.27	31.89	40.12	402.96	1.16	137.39
	20	3,836.47	32.24	40.09	405.50	1.21	140.28
	21	3,799.29	32.04	40.22	402.98	1.18	139.18
	22	3,898.43	32.66	40.35	405.31	1.23	140.05
	23	3,870.45	32.50	40.34	408.15	1.26	143.29
	24	3,838.32	32.39	40.36	409.08	1.28	144.98
DICIEMBRE	25	3,319.03	28.96	39.36	394.48	0.95	133.80
	26	3,864.07	32.39	40.21	405.09	1.20	140.21
	27	3,930.46	32.11	40.20	406.76	1.11	137.36
	28	4,135.96	33.29	40.15	406.59	1.11	134.17
	29	3,976.52	32.30	39.40	405.09	1.05	132.92
	30	3,944.35	32.62	39.51	402.50	1.05	132.19
	31	3,827.57	31.84	39.46	401.72	1.06	133.16
	32	3,900.37	32.43	38.91	401.17	1.02	130.70

CAPITULO IV:

CÁLCULOS Y RESULTADOS

4.1. Cálculos de indicadores del flujo de vapor generado

Según la Tabla N°1, utilizaremos los parámetros de operación para las calderas FW01 y FW03, donde el cálculo para los indicadores térmicos de generación de vapor.

- El cálculo del poder calorífico inferior del bagazo. Ecuación (3.1).
- La pérdida de calor en los gases de combustión. Ecuación (3.2).
- Cantidad de calor recuperado de la combustión. Ecuación (3.3) y Tabla N°2
- Índice de generación térmica. Este indicador en el ingenio de agroindustrias San Jacinto tiene un valor de 1.92 – 1.98 kg vapor/kg bagazo, el cual nos indica que por cada kg de bagazo quemado se obtiene 1.98 kg de vapor generado. Ecuación (3.4). Tablas de vapor, Tabla N°1.
- Consumo de bagazo en las calderas. Ecuación (3.6)

Tabla N° 19:
Índice de pérdidas y recuperación de calor

Parámetro	Unidad	Caldera FW N°01	Caldera FW N°03
Exceso de aire para la combustión	%	48.00	48.00
Pérdida de calor	kcal/kg	289.71	289.71
Recuperación de calor	kcal/kg	1285.74	1285.74
Índice de generación de vapor	Kg Vapor/Kg bagazo	1.98	

Tabla N° 20:
Índice de consumo de bagazo para la generación de vapor

Parámetro	Unidad	Caldera FW N°01	Caldera FW N°03
Humedad promedio de bagazo	%	47.50	47.50
Poder calorífico del bagazo (superior)	BTU/lb	4264.20	4264.20
Poder calorífico del bagazo (inferior)	Kcal/kg	1946.25	1946.25
Flujo de bagazo	Ton bag /h	18.19	21.73
Flujo total de bagazo	Ton bag /h	39.92	

4.2. Cálculos energéticos y exergéticos con parámetros de diseño

Tomando en cuenta la Tabla N°3, la cual posee datos técnicos de diseño del turbogenerador de 21.7 MW, así mismo las ecuaciones anteriormente mencionadas para la solución de cálculos del balance de energía y exergía.

Balance de energía.

- Trabajo neto desarrollado por la turbina de vapor. ecuación (3.7) y Tabla N°3.
- Calor cedido por la turbina. ecuación (3.8).
- Para hallar la velocidad de entrada y salida haremos uso de la ecuación (3.29).

Balance de exergía.

- Mediante la ecuación (3.12) obtendremos el flujo de exergía
- La exergía que acompaña al calor mediante la ecuación (3.13).
- La exergía que acompaña al trabajo realizado mediante la ecuación (3.14).
- Generación de entropía. ecuación (3.15)
- Destrucción de la exergía. ecuación (3.16)

Indicadores de Eficiencia.

- Calculo de eficiencia isoentrópica para parámetros de diseño. ecuación (3.9)
- Calculo de consumo específico de vapor para parámetros de diseño. Ecuación (3.10)
- Tasa de calor con parámetros de diseño del turbogenerador de 21.7 MW. Ecuación (3.11).
- Calculo de eficiencia exergética con parámetros de diseño. Ecuación (3.17)

Tabla N° 21:

Balance de energía de diseño en el turbogenerador TGM

Diseño	Trabajo neto (kW)	Calor cedido (kW)
N°1	17,314.94	1,657.84
N°2	22,536.41	1.32

Tabla N° 22:

Balance de exergía de diseño en el turbogenerador TGM

Diseño	Flujo de exergía (kW)	Transferencia de exergía que acompaña al calor (kW)	Transferencia de exergía que acompaña al trabajo (kW)	Destrucción de la exergía (kW)	Generación de la entropía (kW/K)
N°1	18,708.08	665.80	15,346.98	4,026.90	6.91
N°2	24,684.58	0.53	20,458.73	4,226.38	7.21

Tabla N° 23:
Eficiencias e indicadores de diseño del Turbogenerador TGM

Diseño	Consumo específico (Ton Vapor/MWh)	Tasa de Calor (Ton Bagazo/MWh)	Eficiencia isoentrópica (%)	Eficiencia exergética (%)
N°1	6.89	2.39	79.40%	82.03%
N°2	5.30	1.84	88.67%	82.88%

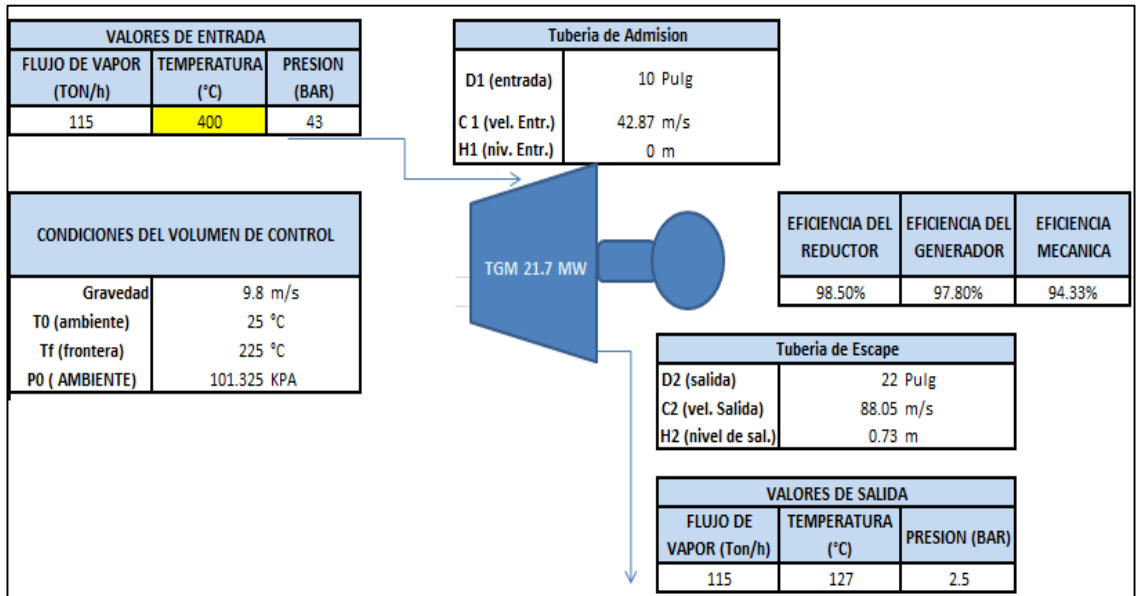


Figura N° 17: Esquema del turbogenerador de 21.7 MW con parámetros de diseño.

4.3. Cálculos energéticos y exergéticos con parámetros de actuales de operación

Tomando como referencia la Tabla N° 17, es la toma de datos de parámetros actuales de presión, temperatura de admisión y escape como la energía eléctrica generada en los bornes del generador eléctrico y el flujo de vapor entrante a la turbina de vapor de 21.7MW.

Conociendo estos parámetros podremos realizar un balance de energía, exergía y obtener eficiencias e indicadores producidas por el turbogenerador de 21.7 MW. Utilizando las ecuaciones antes mencionadas.

Tabla N° 24:
Balance de energía actual en la turbina de vapor TGM

N° de muestra	Flujo de vapor (Ton/h)	ΔC (kW)	Δh (kW)	ΔH (kW)	Trabajo en la turbina (kW)	Calor en la turbina (kW)
1	28.26	2.73	-3,633.71	-0.0562	3,288.77	-342.28
2	27.32	2.81	-3,548.26	-0.0544	3,158.91	-386.6
3	29.99	3.21	-3,972.23	-0.0597	3,647.69	-321.39
4	30.22	3.38	-4,020.01	-0.0601	3,704.46	-312.23
5	29.06	3.09	-3,857.38	-0.0578	3,552.43	-301.91
6	28.05	2.91	-3,679.80	-0.0558	3,404.42	-272.52
7	28.80	2.75	-3,706.21	-0.0573	3,413.31	-290.2
8	27.08	2.8	-3,514.73	-0.0539	3,172.11	-339.87
9	28.47	2.93	-3,693.06	-0.0566	3,377.52	-312.67
10	28.65	2.91	-3,700.54	-0.057	3,363.53	-334.16
11	28.72	2.95	-3,723.74	-0.0571	3,386.69	-334.16
12	27.70	3.18	-3,558.20	-0.0551	3,245.34	-309.73
13	25.21	2.19	-3,174.36	-0.0501	3,141.29	-30.93
14	27.63	2.55	-3,482.04	-0.055	3,461.00	-18.55
15	29.02	3.22	-3,690.48	-0.0577	3,461.00	-226.32
16	29.93	3.5	-4,019.27	-0.0595	3,708.68	-307.15
17	29.32	3.13	-3,944.80	-0.0583	3,522.94	-418.78
18	30.11	3.46	-3,967.09	-0.0599	3,677.15	-286.54
19	31.89	3.51	-4,235.25	-0.0634	3,950.12	-281.68
20	32.24	3.49	-4,285.59	-0.0641	3,982.51	-299.66
21	32.04	3.52	-4,221.97	-0.0637	3,943.92	-274.59
22	32.66	3.55	-4,339.58	-0.065	4,046.82	-289.26
23	32.50	3.47	-4,318.64	-0.0646	4,017.79	-297.45
24	32.39	3.38	-4,292.98	-0.0644	3,984.43	-305.23
25	28.96	3.28	-3,741.20	-0.0576	3,445.37	-292.61
26	32.39	3.58	-4,294.89	-0.0644	4,011.16	-280.21
27	32.11	3.78	-4,344.00	-0.0639	4,080.08	-260.21
28	33.29	4.13	-4,558.79	-0.0662	4,293.40	-261.32
29	32.30	4	-4,359.32	-0.0643	4,127.89	-227.5
30	32.62	4.1	-4,422.30	-0.0649	4,094.50	-323.78
31	31.84	3.84	-4,284.59	-0.0633	3,973.27	-307.53
32	32.43	4.11	-4,404.83	-0.0645	4,048.84	-351.95

Tabla N° 25:
Balance de exergía actual en la turbina de vapor TGM

N° de muestras	Flujo de vapor (Ton/h)	Exergía de flujo (kW)	Transferencia de exergía que acompaña al calor (kW)	Transferencia de exergía que acompaña al trabajo (kW)	Exergía destruida (kW)	Generación de entropía (kW/K)
1	28.26	4,707.81	-92.28	2,635.27	1,980.25	3.84
2	27.32	4,602.43	-104.23	2,487.54	2,010.67	3.8
3	29.99	5,045.80	-86.65	2,959.03	2,000.12	3.83
4	30.22	5,086.57	-84.18	2,999.86	2,002.53	3.8
5	29.06	4,913.39	-81.4	2,867.18	1,964.81	3.75
6	28.05	4,744.03	-73.47	2,728.28	1,942.28	3.76
7	28.80	4,758.13	-78.24	2,761.40	1,918.49	3.73
8	27.08	4,574.62	-91.63	2,498.73	1,984.26	3.79
9	28.47	4,769.74	-84.3	2,704.52	1,980.92	3.83
10	28.65	4,760.38	-90.09	2,692.88	1,977.40	3.79
11	28.72	4,780.83	-90.09	2,712.68	1,978.06	3.78
12	27.70	4,630.32	-83.51	2,537.21	2,009.60	3.81
13	25.21	4,145.94	-8.34	2,522.42	1,615.18	3.29
14	27.63	4,518.80	-5	2,821.15	1,692.64	3.5
15	29.02	4,813.99	-61.02	2,762.05	1,990.92	3.93
16	29.93	5,095.41	-82.81	2,991.55	2,021.06	3.83
17	29.32	4,955.13	-112.91	2,835.53	2,006.70	3.68
18	30.11	5,062.38	-77.25	2,964.83	2,020.30	3.88
19	31.89	5,314.40	-75.94	3,248.84	1,989.62	3.82
20	32.24	5,361.24	-80.79	3,285.64	1,994.81	3.82
21	32.04	5,321.77	-74.03	3,242.80	2,004.94	3.88
22	32.66	5,424.88	-77.99	3,347.78	1,999.11	3.84
23	32.50	5,398.28	-80.2	3,325.54	1,992.54	3.83
24	32.39	5,372.47	-82.29	3,298.96	1,991.22	3.84
25	28.96	4,845.90	-78.89	2,740.21	2,026.81	3.91
26	32.39	5,388.68	-75.55	3,307.25	2,005.88	3.87
27	32.11	5,425.87	-70.15	3,356.12	1,999.59	3.81
28	33.29	5,637.13	-70.45	3,549.55	2,017.12	3.8
29	32.30	5,442.14	-61.33	3,385.86	1,994.95	3.8
30	32.62	5,505.27	-87.29	3,347.04	2,070.94	3.86
31	31.84	5,360.45	-82.91	3,240.87	2,036.67	3.83
32	32.43	5,471.51	-94.89	3,297.56	2,079.06	3.83

Tabla N° 26:
Eficiencias e indicadores energéticos actuales

N° de muestra	Flujo de vapor (Ton/h)	Consumo específico (Ton/MWh)	Tasa de calor (Ton-bag/MWh)	Eficiencia isoentrópica del turbogenerador	Eficiencia exergética del turbogenerador	Eficiencia del ciclo	Emisión de CO ₂ (Ton CO ₂ /día)
1	28.26	8.92	12.6	71.65%	55.98%	10.97%	3.63
2	27.32	8.98	13.12	71.71%	54.05%	10.69%	3.78
3	29.99	8.54	11.36	73.55%	58.64%	11.75%	3.27
4	30.22	8.47	11.19	73.89%	58.98%	11.88%	3.23
5	29.06	8.49	11.66	73.26%	58.35%	11.55%	3.36
6	28.05	8.55	12.17	72.20%	57.51%	11.23%	3.51
7	28.8	8.76	12.14	72.50%	58.04%	11.25%	3.50
8	27.08	8.86	13.06	71.44%	54.62%	10.72%	3.76
9	28.47	8.75	12.27	72.03%	56.70%	11.17%	3.54
10	28.65	8.84	12.32	72.40%	56.57%	11.14%	3.55
11	28.72	8.8	12.24	72.58%	56.74%	11.19%	3.53
12	27.7	8.86	12.77	71.47%	54.80%	10.88%	3.68
13	25.21	8.33	13.19	71.14%	60.84%	10.65%	3.80
14	27.63	8.29	11.97	71.63%	62.43%	11.35%	3.45
15	29.02	8.7	11.97	71.24%	57.38%	11.35%	3.45
16	29.93	8.38	11.17	73.78%	58.71%	11.89%	3.22
17	29.32	8.64	11.76	74.63%	57.22%	11.48%	3.39
18	30.11	8.5	11.27	73.12%	58.57%	11.82%	3.25
19	31.89	8.38	10.49	74.57%	61.13%	12.41%	3.02
20	32.24	8.4	10.4	74.80%	61.29%	12.48%	3.00
21	32.04	8.43	10.51	74.13%	60.93%	12.40%	3.03
22	32.66	8.38	10.24	74.86%	61.71%	12.62%	2.95
23	32.5	8.4	10.31	74.82%	61.60%	12.56%	2.97
24	32.39	8.44	10.4	74.69%	61.40%	12.49%	3.00
25	28.96	8.73	12.03	71.87%	56.55%	11.31%	3.47
26	32.39	8.38	10.33	74.54%	61.37%	12.54%	2.98
27	32.11	8.17	10.16	75.04%	61.85%	12.69%	2.93
28	33.29	8.05	9.65	76.01%	62.97%	13.16%	2.78
29	32.3	8.12	10.04	75.15%	62.22%	12.80%	2.89
30	32.62	8.27	10.12	75.42%	60.80%	12.73%	2.92
31	31.84	8.32	10.43	75.04%	60.46%	12.46%	3.01
32	32.43	8.32	10.23	75.66%	60.27%	12.63%	2.95

4.4. Cálculos energéticos y exergéticos con parámetros proyectados

Para determinar la potencia consumida para la preparación de caña y extracción de jugo, a continuación, las ecuaciones relacionadas con el desarrollo.

4.4.1. Calculo de potencia consumida en los equipos consumidores de vapor

Actualmente el área cuenta con 05 turbinas para el accionamiento mecánico de 02 machetes y 06 molinos. Como se mostró en la figura N°14.

- Potencia consumida

La potencia consumida por la turbina para el accionamiento de equipos de preparación de caña y extracción de jugo (machetes y molinos), haremos uso de la tabla N°5, tabla N°6,

El primer y segundo juego de machetes haremos uso de la ecuación (3.18), (3.19), (3.20), (3.21), Tabla N°7. Donde la tabla antes mencionada son parámetros dados para los juegos de machetes en distintos ingenios incluyendo agroindustrias San Jacinto S.A.A.

Para los molinos o equipos extracciones de jugo tenemos:

Tabla N°8, ecuación (3.22), (3.23), (3.24), (3.25), (3.26), (3.27), (3.28). Así mismo la ecuación (3.28), es la relación de la potencia consumida por el equipo consumidor de vapor y eficiencia del reductor, lo cual nos permitirá acceder al valor de la potencia en el eje de la turbina de vapor para accionamiento mecánico de machetes o molinos en el área de trapiche.

Tabla N° 27:
Potencia consumida en equipos de preparación de caña

Parámetros establecidos	Und	Machete 1	Machete 2
Altura del colchón de caña (h)	mm	2,158.34	673.40
Peso de cañas no cortadas (i)	%	13.90	10.40
Proporción de cañas cortadas (k)	-	0.86	0.90
Potencia consumida por el primer juego de cuchillas (P) NG	kW	215.90	388.58
potencia en el eje	kW	220.31	396.51

Tabla N° 28:
Potencia Consumida en equipos de extracción de jugo

Potencia consumida	Und	Molino N°02	Molino N°03	Molino N°04	Molino N°05	Molino N°06
Potencia consumida de molinos	kW	293.21	309.74	326.26	342.79	364.82
Potencia Total de la Turbina NG	kW	602.95				
Potencia Total de la turbina FLETCHER	kW				669.05	
Potencia Total Turbina Generic Electric	kW					364.82

4.4.2. Cálculo del flujo de vapor disponible

- **Balance de Energía en equipos de preparación y extracción.**

Haremos uso del balance de energía para hallar el flujo de vapor consumido en las turbinas de vapor utilizadas como accionamientos mecánicos de equipos de preparación de caña y equipos de extracción de jugo, utilizando los parámetros de presión y temperatura de admisión y escape de la tabla N°9 y las ecuaciones para el balance de energía para turbinas de vapor mostradas en los apartados anteriores.

La Tabla N° 10 nos hace referencia las dimensiones de tuberías de admisión y escape de turbinas de vapor utilizadas en el área de trapiche, como son: diámetro y nivel de cada una de ellas, como también la eficiencia de los reductores utilizados para equipos de preparación (machetes) o equipos de extracción (molinos); así mismo la ecuación (3.29), nos refiere al flujo másico de vapor donde se relaciona la velocidad del fluido, área entre el volumen específico del vapor a distintas condiciones mencionadas en la tabla N°10.

Para el cálculo de flujo de vapor consumido por las turbinas de vapor en el área de trapiche haremos uso de la ecuación (3.29.b), ya que esta ecuación está en función al flujo de vapor consumido por la turbina donde la constante “A” equivale al salto entálpico mas el salto de niveles entre la entrada y salida ecuación (3.29.c), mientras la constante “B” es la relación entre volumen específico al cuadrado y el diámetro a la cuarta, para su entrada y salida respectivamente. Ecuación (3.29.d).

Las ecuaciones (3.30), (3.30.a), (3.30.b), (3.31), (3.31.a), (3.31.b), (3.31.c), (3.31.d), (3.31.e) y tabla N° 11, tabla N° 12, tabla N°13, Tabla N°14. Utilizadas para la transferencia de calor cedidas al ambiente por la turbinas de

vapor en el área de trapiche. Logrando así el flujo de vapor consumidos en cada turbina de vapor, así mismo cuantificar el flujo de vapor disponible para el turbogenerador de 21.7 MW cuando se logre electrificar en su totalidad el área de trapiche.

Tabla N° 29:
Propiedades del vapor de agua para las turbinas en trapiche

Turbina de Vapor	h adm (kJ/kg)	h Esc (kJ/kg)	h iEsc (kJ/kg)	V adm (m ³ /kg)	V Esc (m ³ /kg)	S adm (Kj/kg.K)	S Esc (Kj/kg.K)
NG1	3115	2889	2527.3	0.0637	0.91	6.5928	7.4587
NG2	3157.9	2889.2	2553.2	0.0668	0.925	6.6646	7.4666
NG	3198	2980.4	2569	0.0682	1.0548	6.7203	7.6646
Fletcher	3203.7	2996.6	2571.4	0.0693	1.0904	6.7339	7.7033
Generic Electric	3212.6	2998.5	2585.3	0.0715	1.064	6.7576	7.6946

Tabla N° 30:
Indicadores energéticos actuales para turbinas de vapor en trapiche

Turbina de Vapor	A	B	Q	Potencia Consumida	Flujo de vapor (Ton /h)	consumo específico (Ton/Mwh)	eficiencia isoentrópica %
NG1	226.01	-0.13	6.89	215.90	3.39	15.72	38.45%
NG2	268.71	-0.05	4.70	388.58	5.27	13.57	44.44%
NG	217.61	-0.18	6.89	602.95	10.77	17.86	34.59%
Fletcher	207.10	-0.20	6.96	669.05	12.62	18.86	32.75%
Generic Electric	214.11	-0.18	2.68	364.82	6.59	18.06	34.13%
Flujo Total de vapor					38.64		

4.4.3. Cálculo del balance de energía proyectada

- Balance de Energía

Realizando el balance de energía en los equipos de preparación de caña y extracción de jugo en el área de trapiche, se obtuvo el flujo de vapor consumidos por estos, lo que significa que al electrificar el área de trapiche tendremos un alto flujo de vapor disponible que no se utilizara en las turbinas de vapor del área de trapiche ya que serán reemplazados por motores eléctricos de mayor confiabilidad; así mismo se realizara el nuevo cálculo del balance energético del turbogenerador de 21.7 MW, obteniendo propiedades y parámetros utilizados para obtener la nueva potencia eléctrica generada.

- Trabajo neto desarrollado por la turbina de vapor. ecuación (3.7) y tabla N°3.
- Calor cedido por la turbina. ecuación (3.8).

Tabla N° 31:
Condiciones proyectadas de operación en el turbogenerador de 21. 7 MW

N° de muestra	Flujo de vapor (Ton/h)	Presión admisión (Bar)	Temperatura de admisión (°C)	Presión escape (Bar)	Temperatura de escape (°C)
1	66.90	40.27	402.73	1.11	143.98
2	65.96	39.63	398.45	0.95	136.86
3	68.63	40.23	405.93	1.11	141.03
4	68.86	39.59	402.32	1.04	136.23
5	67.70	39.95	405.25	1.04	139.75
6	66.69	40.06	403.14	1.00	139.72
7	67.44	39.72	398.98	1.12	140.17
8	65.72	39.81	398.31	0.93	136.61
9	67.11	40.20	399.60	1.03	138.25
10	67.29	39.39	397.25	1.04	137.25
11	67.36	39.35	397.46	1.03	136.38
12	66.34	39.44	392.50	0.93	132.58
13	63.85	37.60	390.00	0.94	135.80
14	66.27	38.95	390.38	1.05	135.33
15	67.66	39.50	391.17	0.97	133.46
16	68.57	40.15	402.74	0.98	133.79
17	67.96	38.41	386.80	1.00	130.30
18	68.75	39.56	401.37	1.02	137.26
19	70.53	40.12	402.96	1.16	137.39
20	70.88	40.09	405.50	1.21	140.28
21	70.68	40.22	402.98	1.18	139.18
22	71.30	40.35	405.31	1.23	140.05
23	71.14	40.34	408.15	1.26	143.29
24	71.03	40.36	409.08	1.28	144.98
25	67.60	39.36	394.48	0.95	133.80
26	71.03	40.21	405.09	1.20	140.21
27	70.75	40.20	406.76	1.11	137.36
28	71.93	40.15	406.59	1.11	134.17
29	70.94	39.40	405.09	1.05	132.92
30	71.26	39.51	402.50	1.05	132.19
31	70.48	39.46	401.72	1.06	133.16
32	71.08	38.91	401.17	1.02	130.70

Tabla N° 32:
Propiedades proyectadas de entrada del vapor

N° de muestra	h_1 (kJ/kg)	S_1 (kJ/kg.K)	v_1 (m ³ /kg)	C_1 (m/s)
1	3,218.60	6.7637	0.07140	26.19
2	3,209.60	6.7571	0.07200	26.04
3	3,226.30	6.7754	0.07119	26.78
4	3,218.80	6.7712	0.07260	27.41
5	3,225.10	6.7767	0.07230	26.83
6	3,219.80	6.7670	0.07170	26.22
7	3,210.70	6.7578	0.07190	26.58
8	3,208.90	6.7542	0.07160	25.80
9	3,211.30	6.7536	0.07110	26.16
10	3,207.10	6.7561	0.07230	26.67
11	3,207.00	6.7563	0.07230	26.70
12	3,195.80	6.7385	0.07160	26.04
13	3,193.20	6.7549	0.07480	26.18
14	3,191.60	6.7375	0.07220	26.23
15	3,192.50	6.7329	0.07130	26.45
16	3,218.80	6.7653	0.07160	26.91
17	3,212.10	6.7604	0.07210	26.86
18	3,216.60	6.7683	0.07250	27.32
19	3,219.40	6.7665	0.07170	27.72
20	3,225.50	6.7757	0.07210	28.02
21	3,219.30	6.7652	0.07150	27.70
22	3,224.60	6.7717	0.07160	27.99
23	3,231.30	6.7817	0.07119	27.76
24	3,233.50	6.7846	0.07200	28.03
25	3,200.60	6.7466	0.07200	26.68
26	3,224.30	6.7727	0.07180	27.96
27	3,228.30	6.7787	0.07200	27.93
28	3,227.90	6.7787	0.07210	28.43
29	3,218.60	6.7730	0.07290	28.35
30	3,219.40	6.7729	0.07280	28.44
31	3,217.70	6.7710	0.07280	28.13
32	3,217.30	6.7763	0.07405	28.85

Tabla N° 33:
Propiedades proyectadas de salida del vapor

N° de muestra	h2 (kJ/kg)	h2i (kJ/kg)	s2 (kJ/kg.K)	V2 (m3/kg)	C2 (m/s)
1	2,755.70	2,572.50	7.2240	0.89	67.67
2	2,742.10	2,557.70	7.2244	0.95	70.60
3	2,749.50	2,578.00	7.2091	0.89	68.95
4	2,739.90	2,570.70	7.1989	0.90	70.27
5	2,747.30	2,572.90	7.2169	0.91	69.78
6	2,747.60	2,565.80	7.2265	0.93	70.10
7	2,747.50	2,571.80	7.2001	0.88	66.92
8	2,741.70	2,554.90	7.2282	0.96	71.09
9	2,744.30	2,563.00	7.2117	0.91	69.25
10	2,742.10	2,564.80	7.2042	0.90	68.90
11	2,740.30	2,564.00	7.2021	0.91	69.13
12	2,733.30	2,548.70	7.2075	0.98	73.63
13	2,739.90	2,556.00	7.2215	0.95	68.49
14	2,737.90	2,558.20	7.1919	0.90	67.18
15	2,734.70	2,549.90	7.2019	0.93	71.04
16	2,735.30	2,563.50	7.2011	0.92	71.68
17	2,727.80	2,563.20	7.1779	0.91	69.67
18	2,742.30	2,567.90	7.2091	0.91	71.10
19	2,741.30	2,578.30	7.1766	0.85	68.14
20	2,747.00	2,585.80	7.1800	0.84	67.44
21	2,744.90	2,579.30	7.1812	0.85	67.97
22	2,746.30	2,585.70	7.1744	0.83	67.19
23	2,752.90	2,591.90	7.1843	0.83	66.72
24	2,756.30	2,594.60	7.1885	0.82	66.29
25	2,735.60	2,553.60	7.2087	0.94	71.75
26	2,746.90	2,583.80	7.1820	0.84	67.90
27	2,741.30	2,579.30	7.1871	0.87	69.96
28	2,734.90	2,579.30	7.1715	0.87	70.55
29	2,732.80	2,572.20	7.1794	0.89	71.44
30	2,731.30	2,572.20	7.1755	0.89	71.59
31	2,733.30	2,572.20	7.1806	0.89	71.05
32	2,728.40	2,571.10	7.1751	0.90	72.21

Tabla N° 34:

Balance de energía proyectado en el turbogenerador de 21.7 MW

N° de muestra	Flujo de vapor (Ton/h)	ΔC (kW)	Δh (kW)	ΔH (kW)	Trabajo en la turbina (kW)	Calor del turbogenerador (kW)	Potencia efectiva (kW)
1	66.9	36.18	-8602.20	-0.13	8223.88	-342.28	7922.31
2	65.96	39.45	-8566.12	-0.13	8140.20	-386.60	7841.70
3	68.63	38.48	-9089.91	-0.14	8730.18	-321.39	8410.04
4	68.86	40.04	-9160.23	-0.14	8808.10	-312.23	8485.11
5	67.7	39.02	-8985.79	-0.13	8645.00	-301.91	8327.99
6	66.69	39.15	-8748.11	-0.13	8436.57	-272.52	8127.20
7	67.44	35.33	-8677.92	-0.13	8352.52	-290.20	8046.23
8	65.72	40.06	-8529.38	-0.13	8149.58	-339.87	7850.73
9	67.11	38.32	-8705.55	-0.13	8354.70	-312.67	8048.33
10	67.29	37.72	-8691.57	-0.13	8319.83	-334.16	8014.74
11	67.36	38.04	-8733.02	-0.13	8360.95	-334.16	8054.35
12	66.34	43.70	-8522.39	-0.13	8169.09	-309.73	7869.53
13	63.85	35.52	-8039.81	-0.13	7973.48	-30.93	7681.09
14	66.27	35.21	-8351.78	-0.13	8298.16	-18.55	7993.87
15	67.66	40.85	-8604.23	-0.13	8337.20	-226.32	8031.47
16	68.57	42.03	-9208.87	-0.14	8859.82	-307.15	8534.93
17	67.96	39.01	-9142.98	-0.14	8685.33	-418.78	8366.84
18	68.75	41.14	-9057.94	-0.14	8730.39	-286.54	8410.25
19	70.53	37.96	-9366.89	-0.14	9047.39	-281.68	8715.62
20	70.88	37.05	-9421.52	-0.14	9084.96	-299.66	8751.81
21	70.68	37.82	-9313.89	-0.14	9001.62	-274.59	8671.53
22	71.3	36.95	-9473.36	-0.14	9147.29	-289.26	8811.86
23	71.14	36.37	-9453.50	-0.14	9119.82	-297.45	8785.39
24	71.03	35.60	-9414.95	-0.14	9074.26	-305.23	8741.51
25	67.6	41.65	-8732.23	-0.13	8398.10	-292.61	8090.14
26	71.03	37.77	-9419.01	-0.14	9101.17	-280.21	8767.43
27	70.75	40.43	-9571.16	-0.14	9270.67	-260.21	8930.71
28	71.93	41.65	-9850.35	-0.14	9547.52	-261.32	9197.41
29	70.94	42.37	-9573.61	-0.14	9303.88	-227.50	8962.71
30	71.26	42.72	-9661.28	-0.14	9294.92	-323.78	8954.08
31	70.48	41.67	-9483.84	-0.14	9134.78	-307.53	8799.81
32	71.08	43.26	-9652.39	-0.14	9257.33	-351.95	8917.86

- **Balance de exergía**

El nuevo balance exergético en el turbogenerador de 21.7MW, añadiendo el flujo de vapor disponible, no utilizado en los equipos de trapiche, hallando una nueva eficiencia exergética, un nuevo consumo específico de vapor y una nueva tasa de calor.

- Mediante la ecuación (3.12) obtendremos el flujo de exergía.
- La exergía que acompaña al calor mediante la ecuación (3.13).
- La exergía que acompaña al trabajo realizado mediante la ecuación (3.14).
- Generación de entropía. ecuación (3.15).
- Destrucción de la exergía. ecuación (3.16).

Tabla N° 35:
Balance de exergía proyectado en el turbogenerador de 21.7 MW

N° de muestra	Flujo de vapor (Ton/h)	Exergía de flujo (kW)	Transferencia de exergía que acompaña al calor (kW)	Transferencia de exergía que acompaña al trabajo (kW)	Exergía destruida (kW)	Generación de entropía (kW/K)
1	66.9	10901.24	-92.28	6676.85	4132.11	8.78
2	65.96	10864.22	-104.23	6519.39	4240.60	8.82
3	68.63	11308.66	-86.65	7154.28	4067.73	8.48
4	68.86	11353.57	-84.18	7202.57	4066.82	8.39
5	67.7	11206.85	-81.40	7048.69	4076.76	8.48
6	66.69	11032.96	-73.47	6829.15	4130.34	8.69
7	67.44	10904.77	-78.24	6826.10	4000.42	8.48
8	65.72	10851.73	-91.63	6515.44	4244.66	8.88
9	67.11	10998.56	-84.30	6768.26	4146.00	8.75
10	67.29	10940.42	-90.09	6744.65	4105.67	8.60
11	67.36	10972.32	-90.09	6780.24	4101.99	8.56
12	66.34	10838.00	-83.51	6473.02	4281.48	8.85
13	63.85	10263.55	-8.34	6406.04	3849.18	8.30
14	66.27	10600.13	-5.00	6763.47	3831.66	8.38
15	67.66	10969.80	-61.02	6707.62	4201.16	8.96
16	68.57	11432.83	-82.81	7216.73	4133.29	8.50
17	67.96	11255.73	-112.91	7092.08	4050.74	8.16
18	68.75	11314.95	-77.25	7103.98	4133.72	8.61
19	70.53	11522.39	-75.94	7496.39	3950.05	8.22
20	70.88	11557.71	-80.79	7552.95	3923.97	8.16
21	70.68	11505.75	-74.03	7454.93	3976.79	8.35
22	71.3	11613.86	-77.99	7621.26	3914.61	8.17
23	71.14	11589.02	-80.20	7604.50	3904.33	8.15
24	71.03	11554.83	-82.29	7570.94	3901.60	8.17
25	67.6	11059.60	-78.89	6752.19	4228.52	8.87
26	71.03	11585.83	-75.55	7557.45	3952.83	8.26
27	70.75	11721.95	-70.15	7675.58	3976.21	8.20
28	71.93	11951.29	-70.45	7940.26	3940.58	8.02
29	70.94	11717.66	-61.33	7674.29	3982.03	8.16
30	71.26	11794.07	-87.29	7661.97	4044.81	8.18
31	70.48	11631.46	-82.91	7513.62	4034.92	8.22
32	71.08	11758.60	-94.89	7611.04	4052.68	8.11

Indicadores de eficiencia.

- Calculo de eficiencia isoentrópica para parámetros de diseño. ecuación (3.9)
- Calculo de consumo específico de vapor para parámetros de diseño. Ecuación (3.10)
 - Tasa de calor con parámetros de diseño del turbogenerador de 21.7 MW. Ecuación (3.11).
 - Calculo de eficiencia exergética con parámetros de diseño. Ecuación (3.17)

Tabla N° 36:
Indicadores energéticos proyectados

N° de muestra	Flujo de vapor (Ton/h)	Consumo Especifico (Ton/MWh)	Tasa de calor (Ton-bag/MWh)	Eficiencia isoentrópica (%)	Eficiencia exergética (%)	Eficiencia del ciclo (%)	Aumento de eficiencia exergética (%)	Emisión de CO ₂ proyectada (Ton CO ₂ /dia)
1	66.9	8.44	5.04	71.65%	61.25%	14.64%	5.27%	1.45
2	65.96	8.41	5.09	71.71%	60.01%	14.49%	5.96%	1.47
3	68.63	8.16	4.75	73.55%	63.26%	15.55%	4.62%	1.37
4	68.86	8.12	4.7	73.89%	63.44%	15.68%	4.46%	1.35
5	67.7	8.13	4.79	73.26%	62.90%	15.39%	4.54%	1.38
6	66.69	8.21	4.91	72.20%	61.90%	15.02%	4.39%	1.42
7	67.44	8.38	4.96	72.50%	62.60%	14.87%	4.56%	1.43
8	65.72	8.37	5.08	71.44%	60.04%	14.51%	5.42%	1.46
9	67.11	8.34	4.96	72.03%	61.54%	14.88%	4.84%	1.43
10	67.29	8.4	4.98	72.40%	61.65%	14.81%	5.08%	1.44
11	67.36	8.36	4.96	72.58%	61.79%	14.89%	5.05%	1.43
12	66.34	8.43	5.07	71.47%	59.73%	14.55%	4.93%	1.46
13	63.85	8.31	5.2	71.14%	62.42%	14.20%	1.57%	1.50
14	66.27	8.29	4.99	71.63%	63.81%	14.78%	1.37%	1.44
15	67.66	8.42	4.97	71.24%	61.15%	14.85%	3.77%	1.43
16	68.57	8.03	4.68	73.78%	63.12%	15.78%	4.41%	1.35
17	67.96	8.12	4.77	74.63%	63.01%	15.47%	5.78%	1.37
18	68.75	8.17	4.75	73.12%	62.78%	15.55%	4.22%	1.37
19	70.53	8.09	4.58	74.57%	65.06%	16.11%	3.93%	1.32
20	70.88	8.1	4.56	74.80%	65.35%	16.18%	4.06%	1.31
21	70.68	8.15	4.6	74.13%	64.79%	16.03%	3.86%	1.33
22	71.3	8.09	4.53	74.86%	65.62%	16.29%	3.91%	1.31
23	71.14	8.1	4.54	74.82%	65.62%	16.24%	4.01%	1.31
24	71.03	8.13	4.57	74.69%	65.52%	16.16%	4.12%	1.32
25	67.6	8.36	4.93	71.87%	61.05%	14.95%	4.51%	1.42
26	71.03	8.1	4.55	74.54%	65.23%	16.21%	3.86%	1.31
27	70.75	7.92	4.47	75.04%	65.48%	16.51%	3.63%	1.29
28	71.93	7.82	4.34	76.01%	66.44%	17.00%	3.47%	1.25
29	70.94	7.92	4.45	75.15%	65.49%	16.57%	3.28%	1.28
30	71.26	7.96	4.46	75.42%	64.96%	16.55%	4.17%	1.29
31	70.48	8.01	4.54	75.04%	64.60%	16.27%	4.14%	1.31
32	71.08	7.97	4.48	75.66%	64.73%	16.48%	4.46%	1.29

Conclusiones y recomendaciones

- Entre los indicadores a evaluar para realizar nuestro balance exergético del turbogenerador de 21.7 MW, se obtuvo el índice de generación de vapor la cual es un valor de 1.98 tonv/tonbag lo cual nos indica que por cada tonelada de bagazo genera 1.98 toneladas de vapor, así mismo el poder calorífico inferior del bagazo obtenido mediante una humedad de 47.5%, hallando un flujo de combustible de 39.92 ton de bagazo para ambas calderas (caldera FW01 y Caldera Fw03).

En cuanto a las condiciones de generación de vapor a la entrada y salida de las calderas tenemos: con agua a de alimentación a una presión de entrada de 720 psi a 120 °C y una salida del vapor de 400°C y 600 psi; con una generación de flujo de vapor disponible actualmente de 79 Ton/h.

- El balance de energía en el turbogenerador de 21.7 MW, teniendo una potencia efectiva de 16,680 KW para el diseño N°1 donde las condiciones de operación son:
 - Un flujo de vapor de 115 Ton/h
 - Condiciones de presión y temperatura de entrada a 400°C y 43 bar, condiciones de salida de 2.5 bar y 127.6 °C.

Para un diseño N°2, genera una potencia efectiva de 21.7 MW con las condiciones son:

- Un flujo de vapor de 115 tonv/h
- Condiciones de presión y temperatura de entrada de 510°C y 66 bar, en condiciones de salida de 2.5 bar y 134°C.

Indicando que el diseño N°2 con mejores condiciones de operación de temperatura y presión genera una mejor potencia efectiva de 21.7 MW.

En cuanto al balance de exergía tenemos un flujo de exergía de 18,708.08 KW para el diseño N°1 y para el diseño N°2 un flujo de exergía de 24,684.58 KW; logrando una destrucción de exergía menor en el diseño N°1.

El consumo específico de vapor para el diseño N°1 y N°2 con un valor de 6.89 y 5.30 tonv/MWh respectivamente, es la capacidad de aprovechamiento del vapor a condiciones de presión y temperatura para una mejor generación de vapor.

Asimismo, la eficiencia exergética en para el diseño N°1 y N°2 con un valor de 82.03% y 82.88% respectivamente, nos dice que el grado de aprovechamiento de la energía cedida por el flujo y condiciones del vapor son altas para condiciones de diseño de operación en el turbogenerador.

- En condiciones actuales de operación del turbogenerador de 21.7 MW el balance de energía, se realizó, tomando muestras en distintos meses del año obteniendo potencia efectiva donde cubre la demanda del ingenio de agroindustrias San Jacinto, llegando a un valor pico de 4,135.96 KW, la muestra tomada en el mes de diciembre, en cuanto los valores obtenidos en el balance exergético tenemos: la exergía de flujo pico es 5,637.13 KW indicando la energía máxima generada en el turbogenerador y una destrucción de exergía de 2,079.06 KW, logrando un consumo específico de 8.51 tonv/MWh como valor máximo indicando que por cada 8.51 toneladas de vapor por hora genera un MW de potencia en los bornes del generador. Asimismo, se cuenta con una eficiencia exergética pico del 59%.
- Según los resultados obtenidos en el balance de energía en los equipos de preparación de caña y extracción de jugo se obtuvo un flujo de vapor consumidos por dichos equipos de 38.64 tonv/h, el cual se obtuvo mediante el balance de energía y transferencia de calor en dichas turbinas de contrapresión para accionamiento de estos equipos.

Así mismo lograr una mayor generación mediante el flujo de vapor disponible obtenido mediante la electrificación de equipos de preparación de caña y extracción de jugo en el área de trapiche.

Mediante el nuevo balance de energía en el turbogenerador de 21.7 MW se obtuvo una potencia efectiva de 9,197.41 KW, así mismo en el balance de exergía se obtuvo exergía de flujo 11,951.29 KW y una destrucción de exergía con un valor pico de 4,281.48 KW y una eficiencia exergética de 66.44%, aumentando su eficiencia exergética en 4.96% como valor pico.

- La identificación de los puntos críticos para una mejora de eficiencia e indicadores energéticos del turbogenerador de 21.7 MW, consiste en la electrificación del área de trapiche, para disponer mayor flujo de vapor de entrada a la turbina de vapor logrando una mayor potencia efectiva logrando así cubrir su nueva demanda de energía eléctrica con la electrificación del área de trapiche, y tener energía excedente para la superintendencia de campo la cual solicita una demanda de 2.2 MW.

Recomendaciones

- Realizar una evaluación de capacidad de producción de vapor para una nueva caldera, alcanzando parámetros de presión, temperatura y flujo de vapor necesarios para obtener la potencia del turbogenerador nominal establecida y llegar a una mayor eficiencia exergética.
- Realizar un análisis energético y económico sobre la integración de un sistema de condensación para el aumento en la producción de energía eléctrica en el turbogenerador TGM de contrapresión de 21.71 MW.

Bibliografía

- ❖ Cengel, Y. y Boles, M. (1996). *Termodinámica* (7ta Ed). México, Editorial McGraw-Hill.
- ❖ Cengel, Y. (1996). *Transferencia de Calor* (6ta Ed). México, Editorial McGraw Hill.
- ❖ Hugot, E. (1963). *Manual para ingenieros azucareros*. La Habana, Cuba, Edición revolucionaria, 1963.
- ❖ Incropera, F. y Dewitt, D. (2000). *transferencia de calor* (4ta Ed). México, editorial MCGraw Hill.
- ❖ Moran, M. y Shapiro, H. (2004). *Fundamentos de la termodinámica técnica* (2da Ed). España, Editorial Reverté.
- ❖ Lozano Serrano, M. (2008). *Aplicación de la integración térmica a ingenios azucareros*. (Tesis doctoral) - Universidad Estatal de Campinas (SP, Brasil).
- ❖ Montalvo, G. (2005). *Análisis de la conversión de energía en una turbina de gas a través del método exergético*. Instituto Politécnico Nacional, México.
- ❖ Rodríguez, R. (2004). *Incremento de beneficios en un ingenio azucarero mediante el mejoramiento del uso del bagazo de caña de azúcar*. Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico. Escuela superior politécnica del litoral, Guayaquil.
- ❖ Rein P. (2012). *Ingeniería de la caña de azúcar*. Editorial Bartens.

- ❖ Sánchez, E. y Quesquén, N. (2015). *Evaluación de los procesos energéticos para su optimización en la ampliación de molienda del ingenio San Jacinto S.A.A.* (Tesis inédita de titulación) Universidad Nacional del Santa. Nuevo Chimbote – Peru.
- ❖ Velásquez Chero J. (2014). *Balance exergético en la Central Termoeléctrica de Chimbote de 20.2 Mw.* (Tesis inédita de titulación) Universidad Nacional del Santa. Nuevo Chimbote – Peru.
- ❖ Zavaleta Díaz O. (2004). *Evaluación del caldero N° 10 de la E.A.A. Casa Grande mediante un balance exergético.* (Tesis inédita de titulación) Universidad Nacional del Santa. Nuevo Chimbote – Peru.

PAGINAS WEB

- ❖ BNDES, CGEE, FAO y CEPAL (2008). Costa, P. (2008).
En XIV Seminario de Ahorro de Energía, Cogeneración y Energías Renovables.
Recuperado el 15 de enero del 2015 de:
http://www.sugarcanebioethanol.org/es/download/resumo_executivo.pdf
- ❖ Yanagihara, J. <http://143.107.98.150/Jurandir/cicloBrayton.pdf>
Recuperado el 07 setiembre del 2015.
Aguilar, N.; D. Rodríguez y A. Castillo (2010). En revista *VIRTUALPRO*, no. 106. ISSN 1900-6241. Recuperado el 12 de agosto del 2015 de:
<http://www.revistavirtualpro.com>.
- ❖ Islas, J. y A. Martínez (2009). En *Ide@s CONCYTEG*, 4, no. 54. Lesme,R.
Recuperado el 05 de octubre del 2015 de:
<http://www.cengicana.org/Portal/SubOtrasAreas/Cogeneracion/Presentaciones/>
- ❖ Monsalve, E.; P. Cecchi, A. Vidal y A. Zúñiga (2008), Informe 1, ME64A Centrales térmicas de potencia, Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Física y Matemática, Universidad de Chile. Recuperado el 11 de octubre del 2014 de: <http://www.GasificacionPartirBiomasaCanera.pdf>

- ❖ Rodríguez, A. (2011). En Eco Solar, CUBASOLAR. www.cubasolar.cu. Silva, E. Torres, J. y R. Torres. Recuperado el 11 de diciembre del 2015 de: http://www.nodo50.org/cubasigloXXI/economia/torresmp_310307.pdf

- ❖ Directrices del IPCC para los inventarios nacionales de gases de efecto invernadero 1996, *Intergovernmental Panel on Climate Change*. Recuperado el 14 de diciembre del 2014 de: <http://www.ipcc-nggip.iges.or.jp/public/gl/pdffiles/spnch1-1.pdf>

ANEXOS

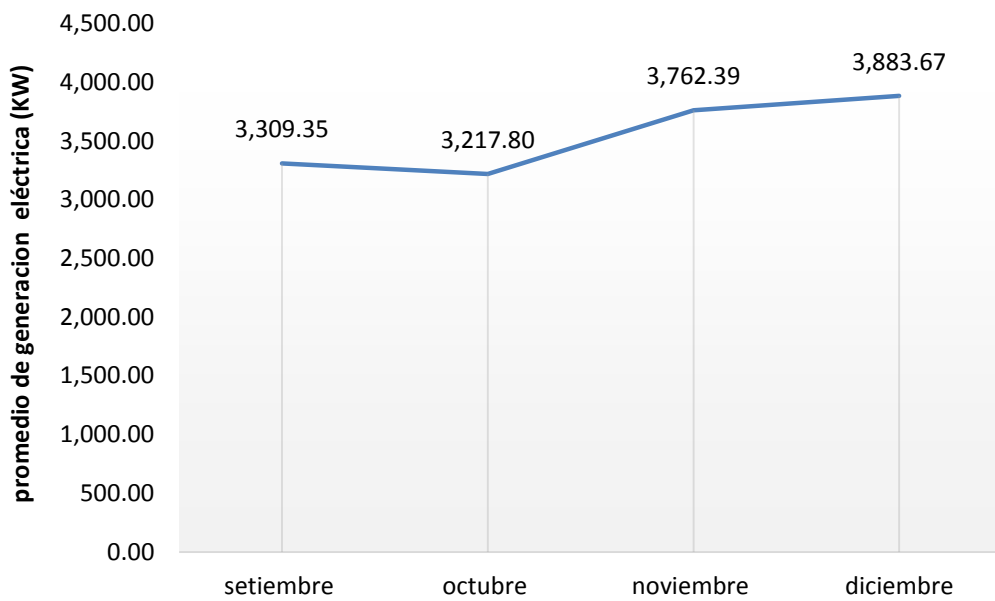
a. Graficas estadísticas.

Tabla N° 37:

Parámetros estadísticos de generación eléctrica

Meses	Generación eléctrica		
	Promedio	Varianza	Desviación estándar
Setiembre	3,309.35	206817.74	454.77
Octubre	3,217.80	226676.92	476.105
Noviembre	3,762.39	153920.71	392.32
Diciembre	3,883.67	167615.46	409.41

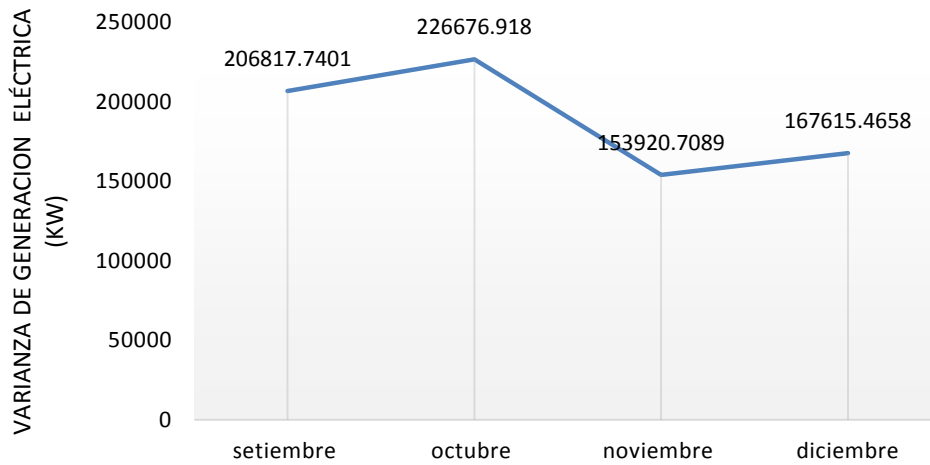
Promedio de Energía Eléctrica vs Meses



Grafica N° 1: Promedio de energía generada del Turbogenerador de 21.7MW.

El promedio de energía eléctrica generada en el turbogenerador de 21.7 MW de agroindustrias San Jacinto S.A.A. Presenta una disminución en el mes de octubre, mientras que en el mes de diciembre tiene el pico más elevado.

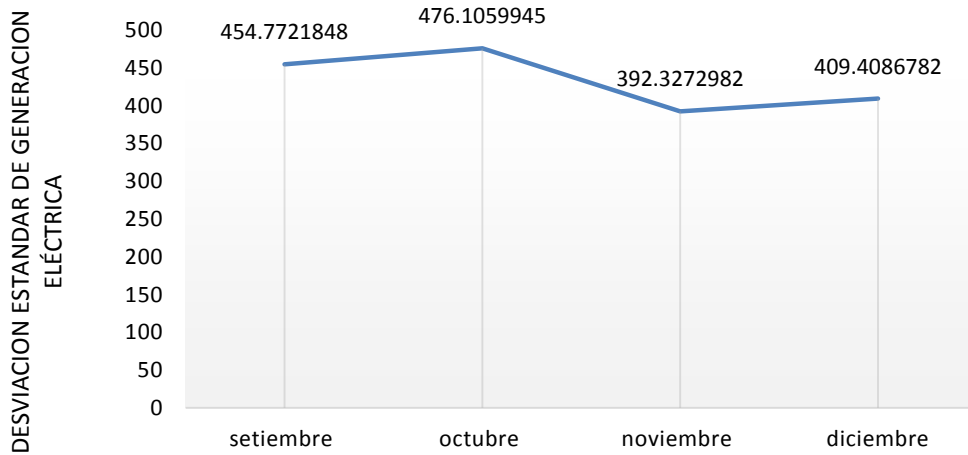
Varianza Energía Eléctrica vs Meses



Grafica N° 2: Varianza de energía generada del Turbogenerador de 21.7MW.

La varianza en la energía generada en el turbogenerador de 21.7 MW, presenta una menor incidencia en el mes de noviembre, así mismo una un mayor valor en el mes de octubre.

Desviación estandar de Generación Electrica vs Meses



Grafica N° 3: Desviación estándar de energía generada en el turbogenerador de 21.7 MW.

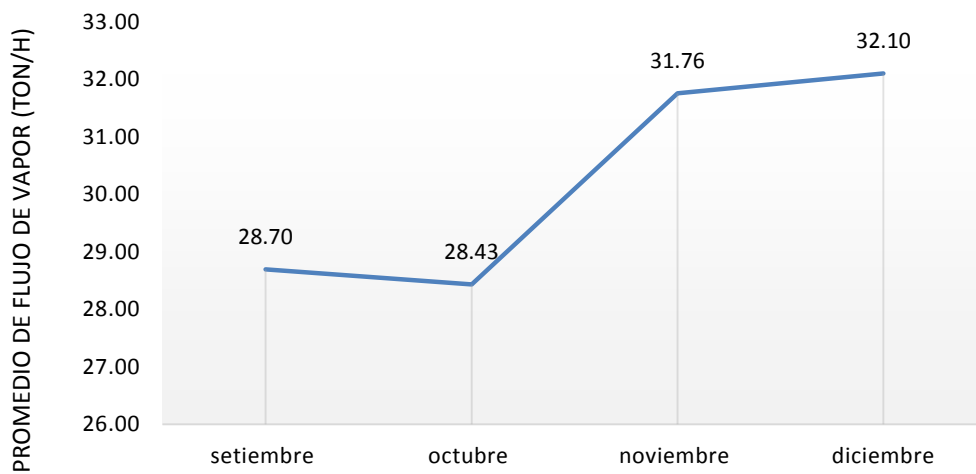
La curva en la gráfica presentada al igual que la gráfica anterior nos indica un valor menor en el mes de noviembre, mientras que en mes de octubre presenta un mayor valor en su desviación estándar.

Tabla N° 38:
Parámetros estadísticos de generación de vapor

meses	Generación de vapor		
	promedio	varianza	desviación estándar
Setiembre	28.70	5.46	2.34
Octubre	28.43	9.92	3.15
Noviembre	31.76	8.44	2.90
Diciembre	32.10	4.90	2.21

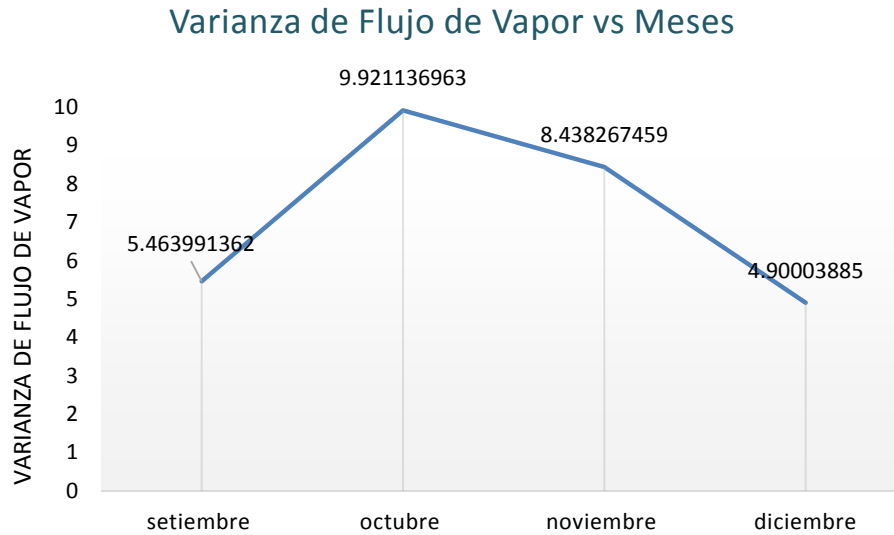
Fuente: Elaboración propia

Promedio de Flujo de Vapor vs Meses



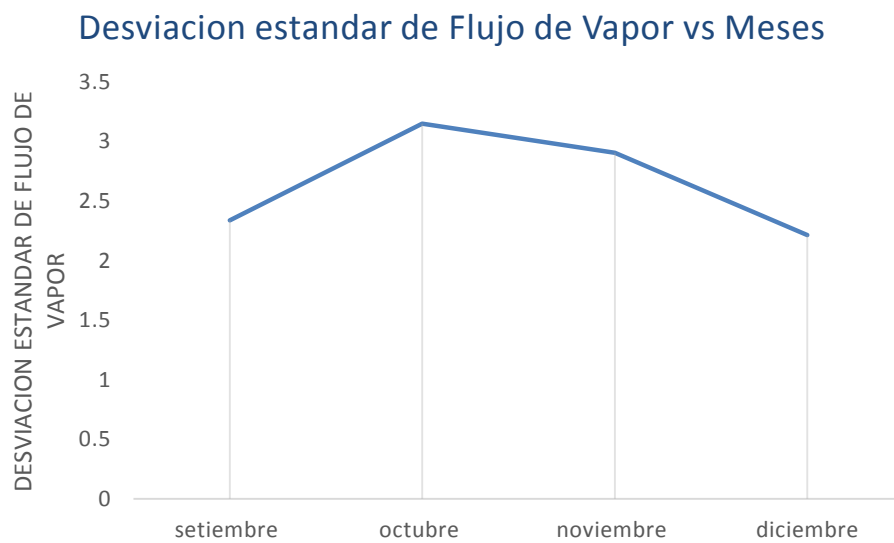
Grafica N° 4: Promedio de Flujo de Vapor entrante a la turbina de vapor de 21.7 MW.

El pico más alto de flujo de vapor aprovechado por la turbina de vapor de 21.7 MW es el mes de diciembre, mientras que en el mes de octubre ocurre todo lo contrario.



Grafica N° 5: Varianza de Flujo de Vapor entrante en la Turbina de Vapor de 21.7MW.

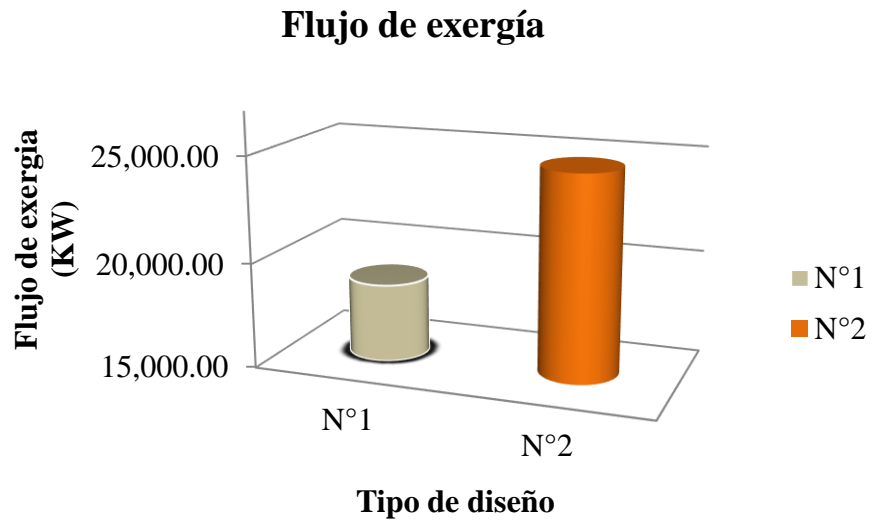
La varianza del flujo entrante en el mes de octubre es la más alta, mientras que en el mes de diciembre es el mínimo valor, cercano al valor anterior encontramos el mes de setiembre.



Grafica N° 6: Desviación estándar de Flujo de Vapor.

La desviación estándar al igual que la varianza los valores máximos y mínimos son en el mes de octubre y diciembre.

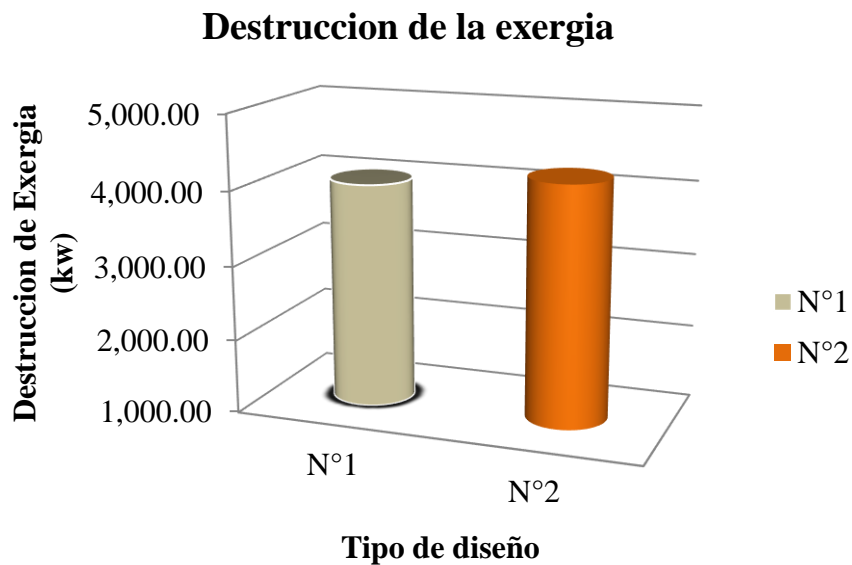
b. Graficas según parámetros de diseño del turbogenerador de 21.7 MW.



Grafica N° 7: Flujo de exergía según el diseño del turbogenerador.

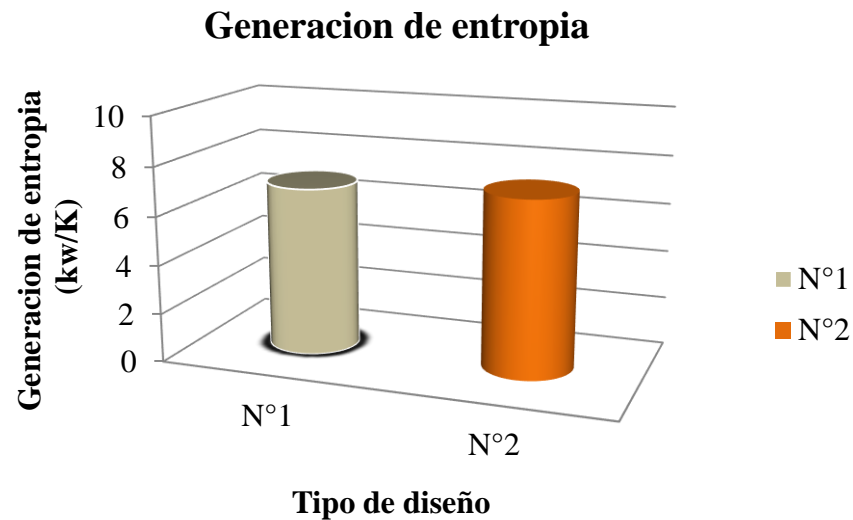
La grafica observada, con datos (Tabla N° 22:

Balance de exergía de diseño en el turbogenerador **TGM**), donde nos dice que el flujo de exergía generada por el diseño N°1 es menor al diseño N°2, ya que las condiciones de temperatura y presión de entrada son mayores en el diseño N°2, esto atribuye un flujo de exergía elevado en el diseño N°2.



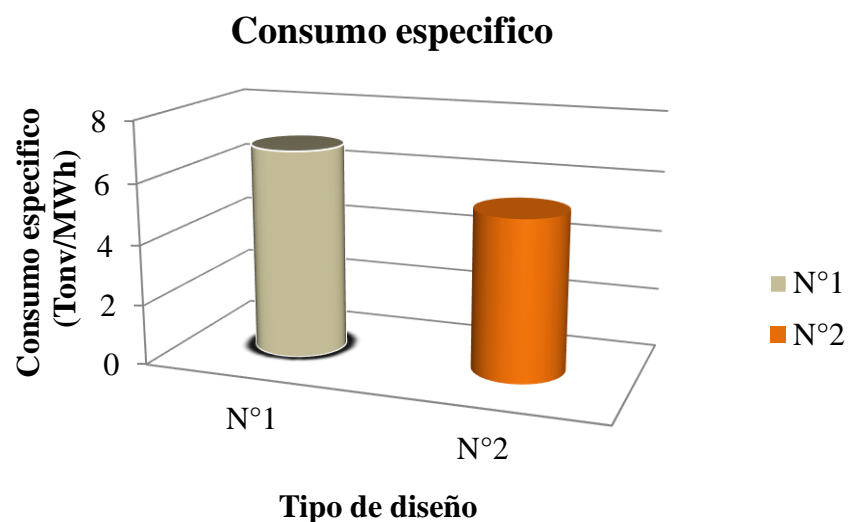
Grafica N° 8: Destrucción de la exergía según parámetros de diseño.

La destrucción de exergía tanto en el diseño N°1 y N°2 son muy aproximadas esto sucede por muchos factores uno de ellos que el flujo de vapor entrante de ambos diseños son el mismo obteniendo una destrucción de exergía aproximado.



Grafica N° 9: Generación de entropía según parámetros de diseño.

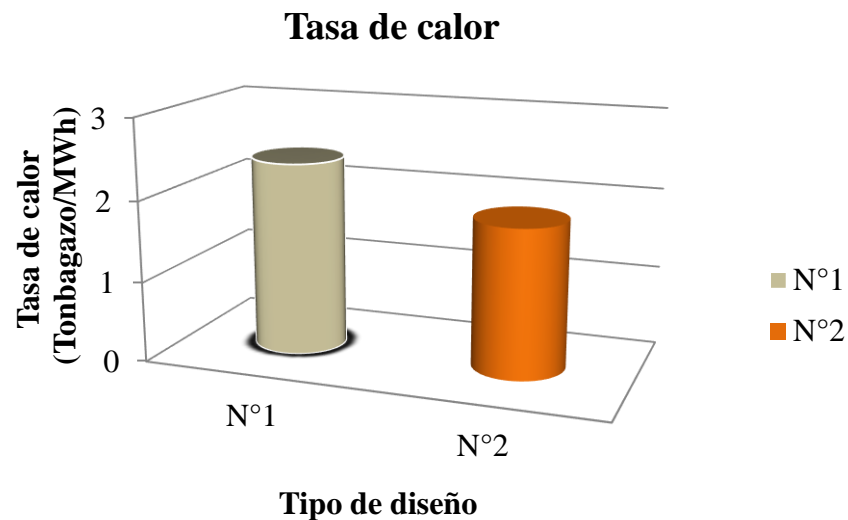
La generación de entropía nos indica que a medida que la generación de energía crece, también lo hace la temperatura, con ello cediendo calor al ambiente y generando más entropía.



Grafica N° 10: Consumo Específico según parámetros de diseño.

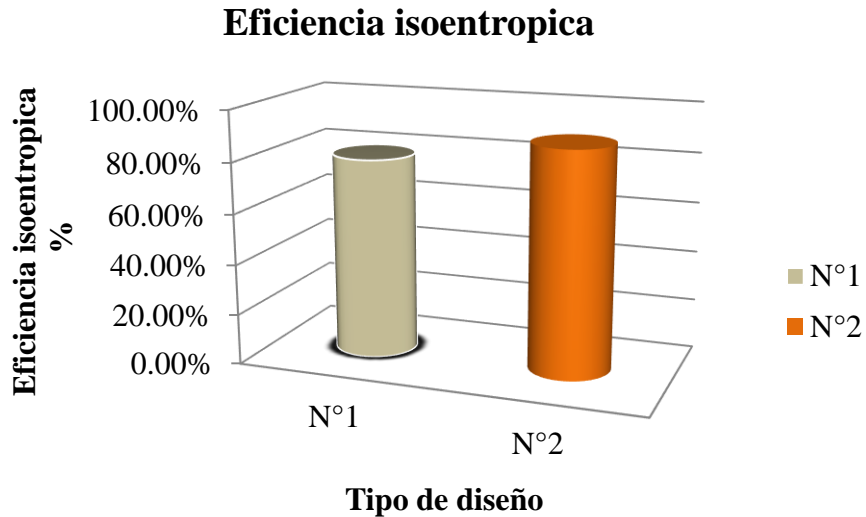
El consumo especifico del diseño de operación N°1 cuenta con de 6.89 tonv/MWh, es decir si el turbogenerador de 21.7 MW operaria con 115 tonv/ h, con una presión de 43

bar y temperatura de 400°C, estaríamos 1 MWh con solo 6.89 toneladas de vapor. Mientras que para el diseño N°2 cuenta con 5.3 Tonv/MWh, con una presión de 66 bar, a una temperatura de 510°C. Siendo más eficiente el diseño de operación N°2.



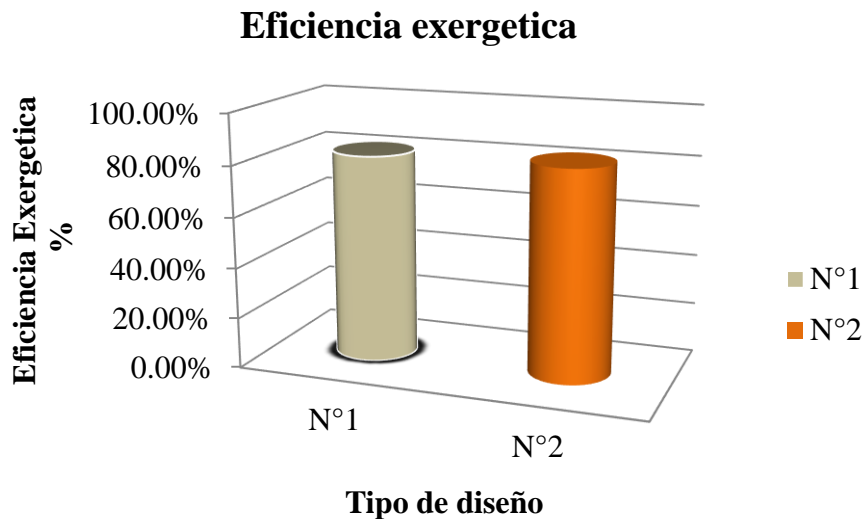
Grafica N° 11: Tasa de calor según parámetros de diseño.

Tasa de calor nos indica cuanto de combustible utilizas para generar energía, en este caso el combustible utilizado es el bagazo, el cual es el producto de la preparación y extracción de jugo en el área de trapiche. Teniendo una tasa de calor de 2.39 y 1.84 para diseño N°1 y diseño N°2 según corresponde. En este caso el diseño N°2 tiene un mejor indicador de tasa de calor que el diseño N°1. Ya que al consumir menos combustible (bagazo) para generar vapor, esto a su vez energía eléctrica.



Grafica N° 12: Eficiencia isoentrópica del Turbogenerador de 21.7 MW según parámetros de diseño.

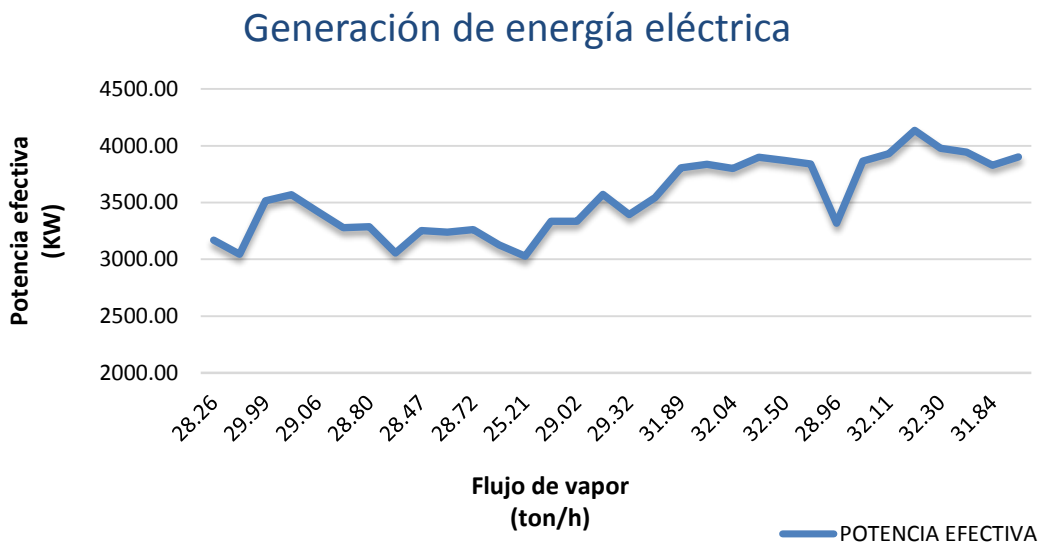
La eficiencia isoentrópica mostrada en la gráfica N°12, nos indica que la eficiencia en el diseño N°1 tiene una eficiencia isoentrópica de 70.40% y un 88.67% para el diseño N°2 dado que en el diseño N°2 tiene un mayor salto entálpico real y un menor salto entálpico ideal que en el diseño N°1.



Grafica N° 13: Eficiencia Exergetica del turbogenerador de 21.7 MW según parámetros de diseño.

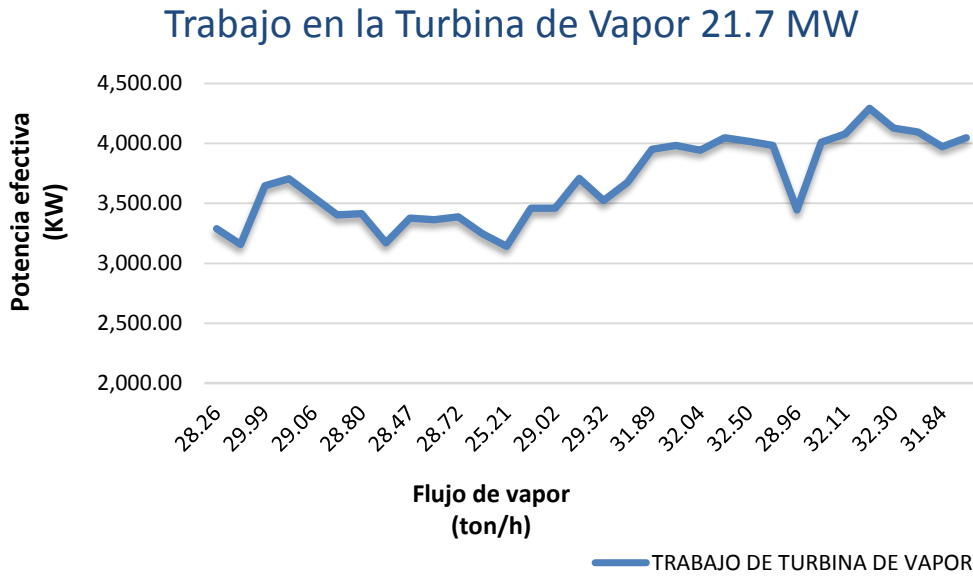
El aprovechamiento de exergía en ambos casos son aproximados con los valores 82.03% y 82.88%. Indicando el aprovechamiento de la energía cedida por la temperatura del vapor en los valores antes mencionados.

c. Graficas según parámetros de operación actual turbogenerador de 21.7 MW.



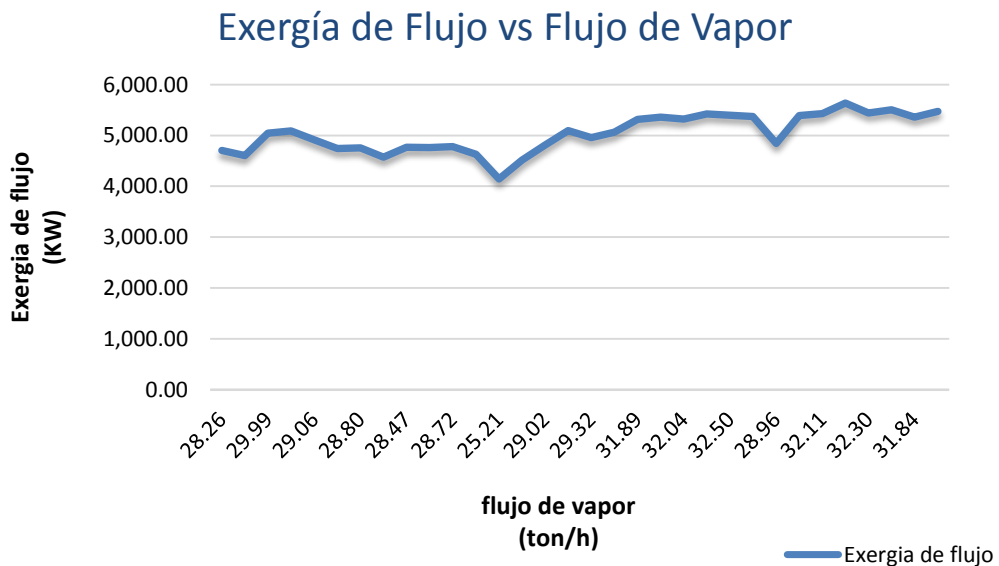
Grafica N° 14: Generación de energía eléctrica según parámetros de operación actual.

La generación actual en el ingenio de agroindustrias san Jacinto según los parámetros de operación tenemos una potencia efectiva pico generada por el turbogenerador de 4135.96 KW, entrando un flujo de vapor de 33.29 Ton /h, y una potencia mínima de 3026.10 KW con un flujo de vapor de 25.21 Ton /h.



Grafica N° 15: Trabajo de turbina de vapor de 21.7 MW según parámetros de operación actual.

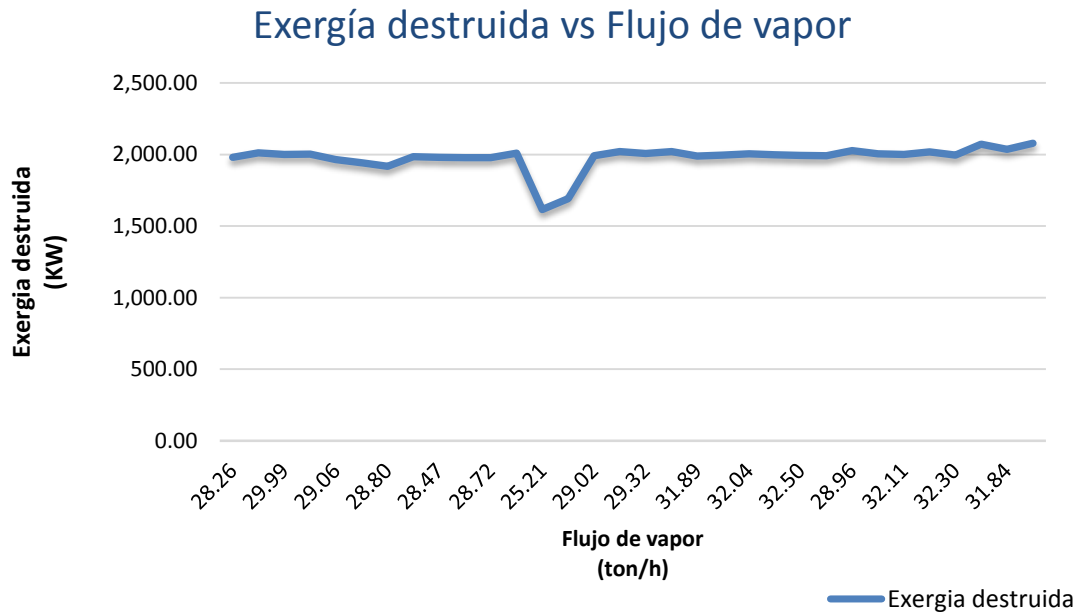
Trabajo de la turbina es el trabajo entregado antes del reductor y generador eléctrico, es el trabajo en el eje, teniendo un valor pico de 4293.4 KW con un flujo de vapor de 33.29 ton/h.



Grafica N° 16: Exergía de flujo en el turbogenerador según parámetros de operación actual.

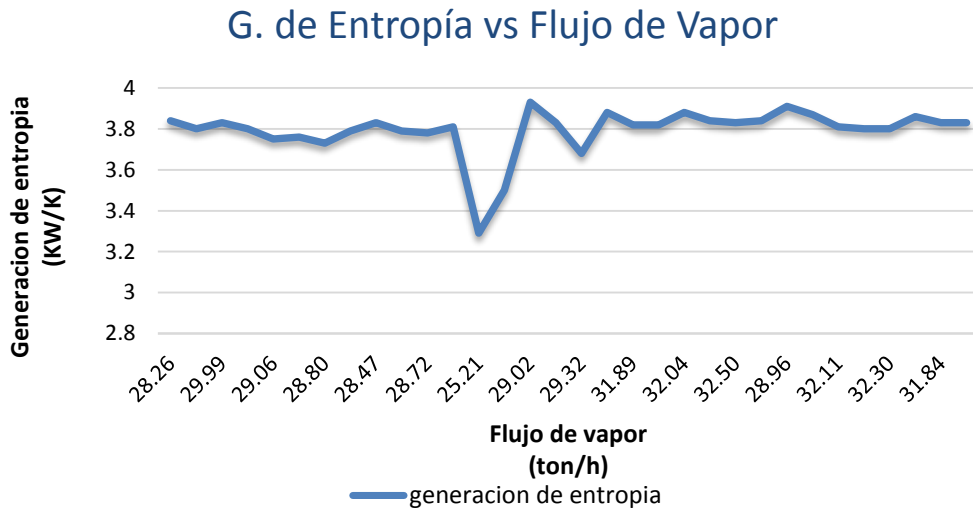
La variación del flujo de exergía en función al flujo de vapor entrante a la turbina de vapor de 21.7 MW obteniendo un valor pico de 3549.55 KW y un valor mínimo

2487.54 KW, estos nos indicando que en función al flujo entrante tenemos diferentes variaciones de flujo de exergía, pero en condiciones diferentes del vapor como son presión y temperatura de entrada y salida, logrando así los datos antes mencionados.



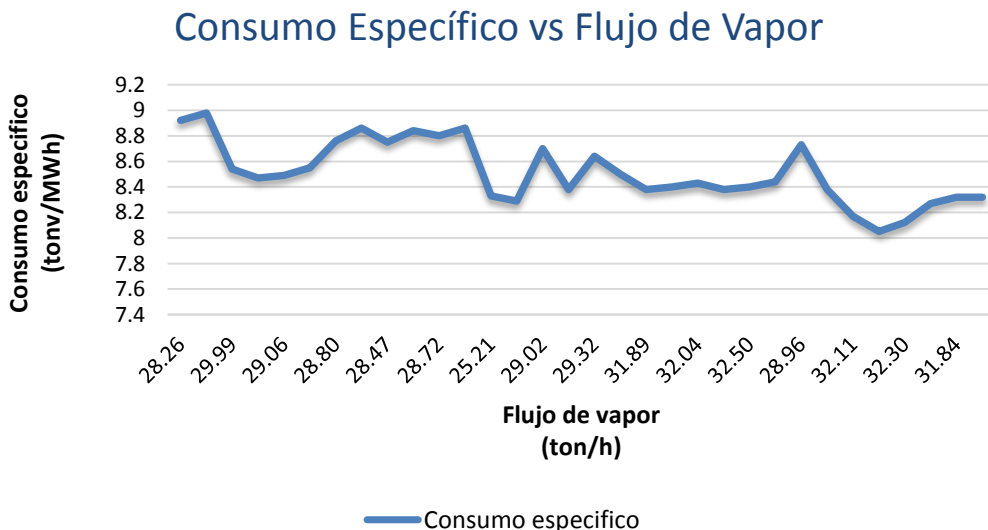
Grafica N° 17: Exergía destruida en el turbogenerador de 21.7 MW según operación actual.

La destrucción de la exergía la línea grafica tiene aproximadamente una tendencia lineal, pero la disminución de la destrucción de la exergía se da en el mes de octubre ya que en este mes al contar con una parada de 19 días en el ingenio la generación de energía fue mínima.



Grafica N° 18: Generación de entropía del turbogenerador de 21.7 MW según operación actual.

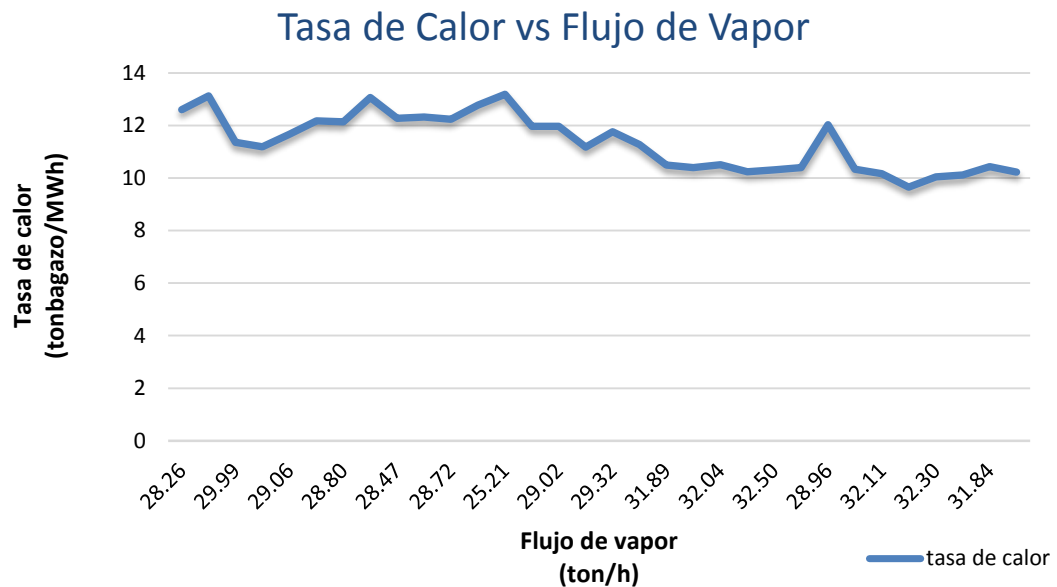
Al igual que la gráfica anterior tiene aproximada una tendencia lineal, no se generó energía eléctrica así el mes de octubre al no generar suficiente energía en el turbogenerador este no género más entropía que en las muestras de los meses posteriores y anteriores.



Grafica N° 19: Consumo específico del turbogenerador de 21.7 MW según parámetros de operación actual.

En las muestras tomadas tenemos una gráfica donde el consumo específico de vapor varía según el flujo de vapor entrante y la potencia efectiva generada teniendo así una variación de consumos específico en varios escenarios según las muestras tomadas, al

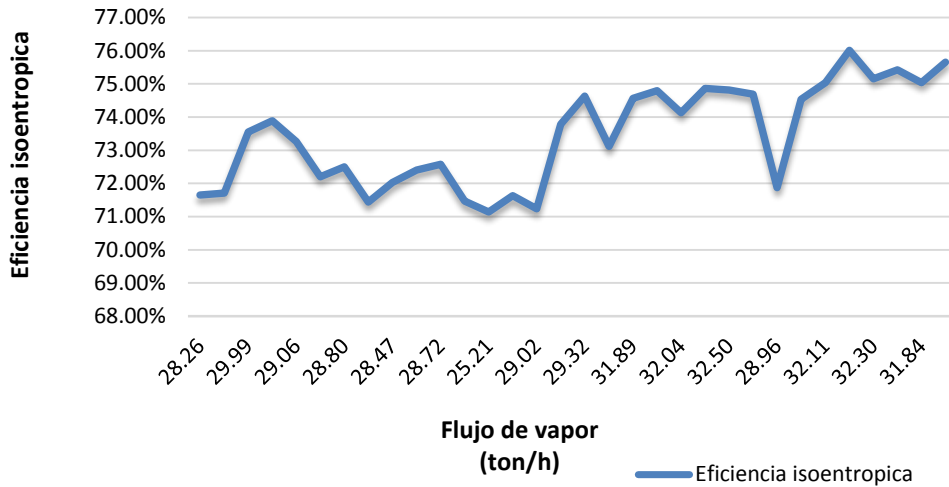
indicarnos al tener un menor consumo específico de vapor la potencia efectiva es mayor, al tener un indicador alto nos indica que el consumo de vapor es muy excesivo y deficiente.



Grafica N° 20: Tasa de calor del turbogenerador de 21.7 MW según parámetros de operación actual.

Al igual a la gráfica anterior tenemos la tasa de calor lo cual nos indica en vez de vapor consumido, es el combustible consumido (bagazo) para generar vapor y este a su vez entrante a la turbina de vapor, al tener un menor indicador nos dice que en ese punto es donde es más eficiente.

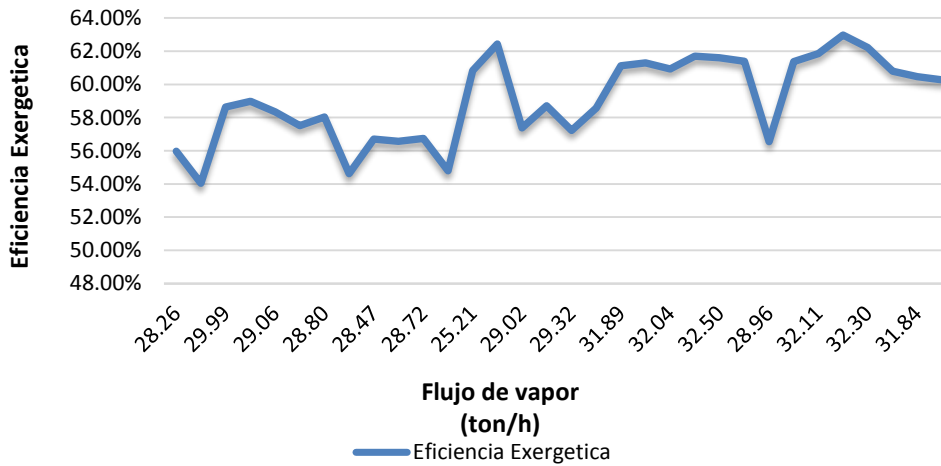
Eficiencia isoentrópica vs Flujo de Vapor



Grafica N° 21: Eficiencia isoentrópica según parámetros de operación actual.

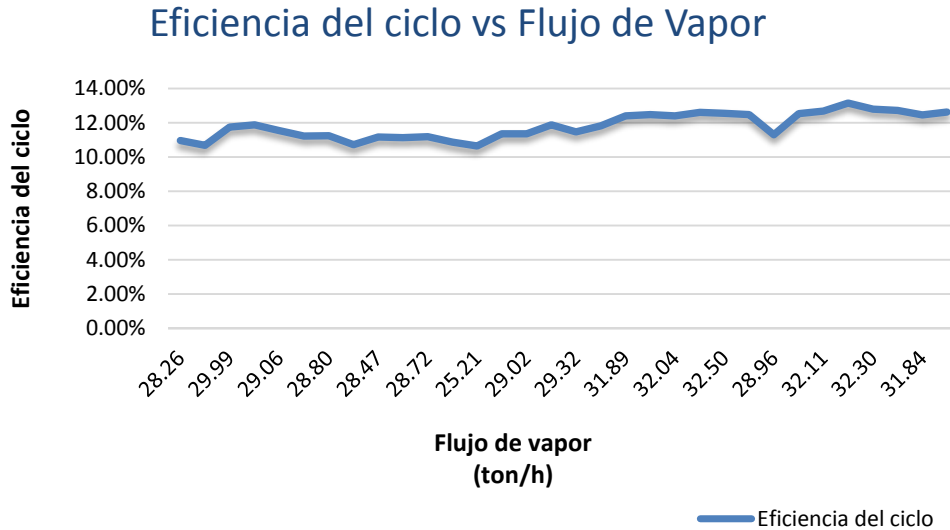
La eficiencia isoentrópica para los parámetros según la operación actual en el turbogenerador de 21.7 MW, nos indica que el aprovechamiento del salto entálpico en la turbina donde tenemos un pico máximo de 76.01%, logrando un mejor aprovechamiento.

Eficiencia Exergética vs Flujo de Vapor



Grafica N° 22: Eficiencia exergética según parámetros de operación actual.

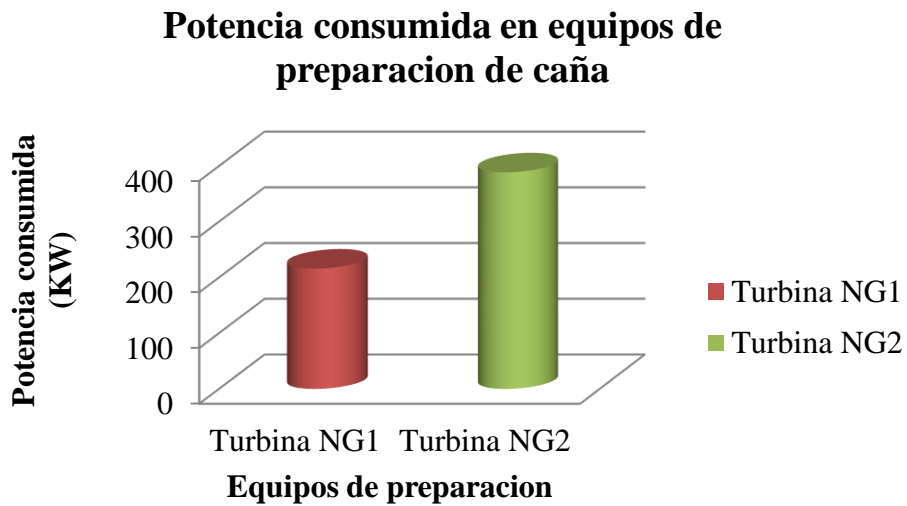
La eficiencia exergética en la turbina de vapor de 21.71 MW tiene un valor pico de 62.97% indicando que el aprovechamiento de las condiciones del flujo de vapor solo se logra hasta el valor antes mencionado para parámetros según operación actual.



Grafica N° 23: Eficiencia del ciclo según parámetros de operación actual.

La eficiencia del ciclo que en este caso es similar al ciclo Rankine nos indica un valor pico de 13.16 %, 33.29 tonV/h, obtenido en el mes de diciembre, donde la generación de energía eléctrica, como generación de vapor y valores son picos en su operación.

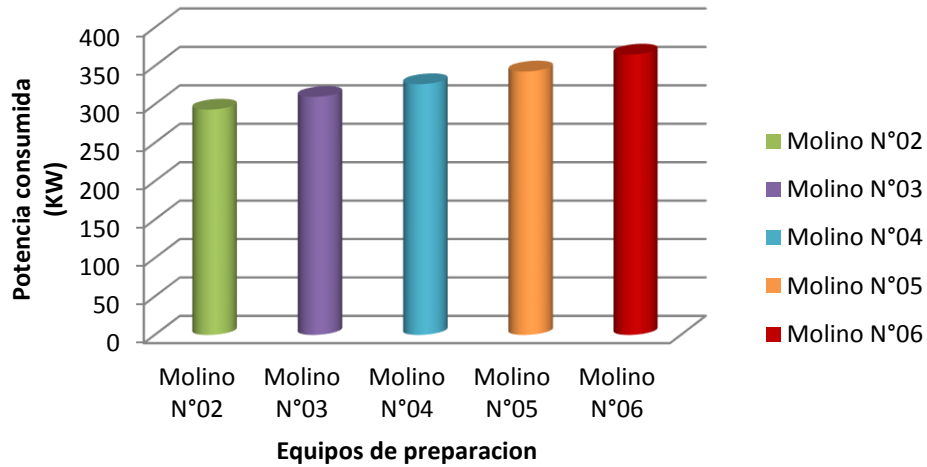
d. Gráficas según indicadores de equipos de preparación de caña y extracción de jugo.



Grafica N° 24: Potencia consumida por equipos de preparación de caña (machete 1 y 2).

El gráfico nos indica la potencia consumida por los machetes 1 y machete 2, equipos de preparación de caña, la cual cuenta con turbinas de vapor NG1 y NG2, los cuales tienen un valor 215.9 KW para el machete N°1 y 388.58 KW para el machete N°2.

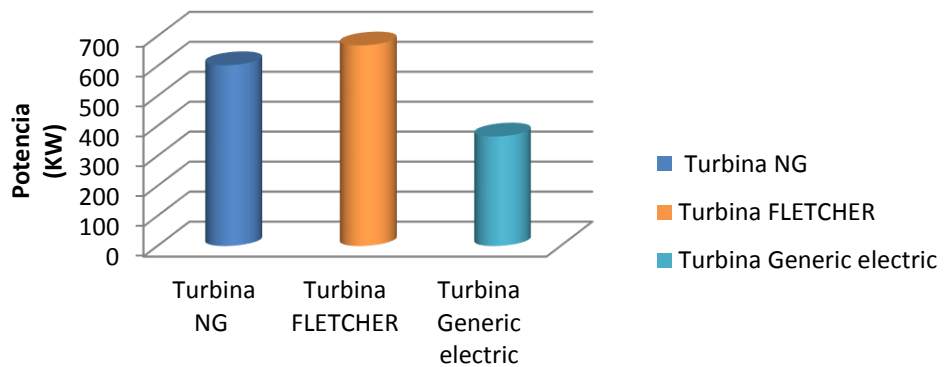
Potencia consumida en equipos de extraccion de jugo



Grafica N° 25: Potencia consumida por equipos de extracción de jugo.

La potencia consumida en equipos de extracción de jugo (molinos), observando la gráfica que a medida que llega que pasa los molinos de forma ascendente la potencia consumida en dichos equipos aumenta.

Potencia en las turbinas de vapor en trapiche

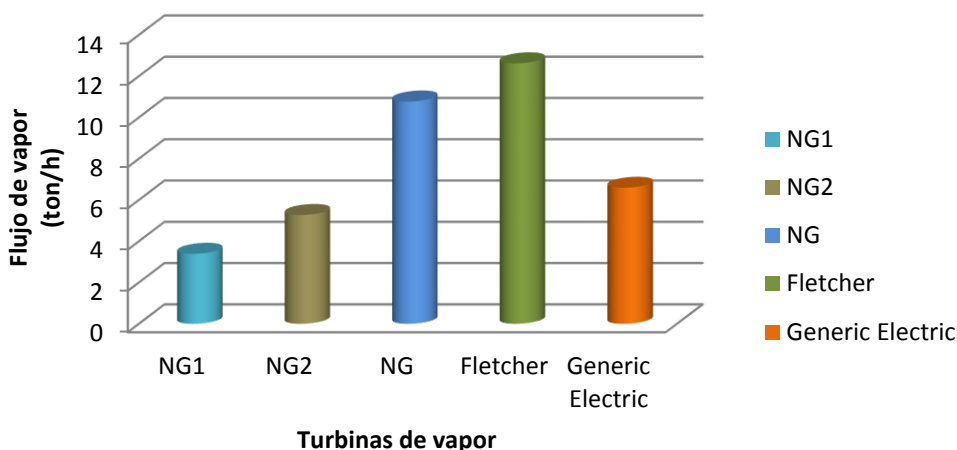


Turbinas de vapor para accionamiento de molinos

Grafica N° 26: Potencia en las turbinas de vapor para accionamiento mecánico en los molinos.

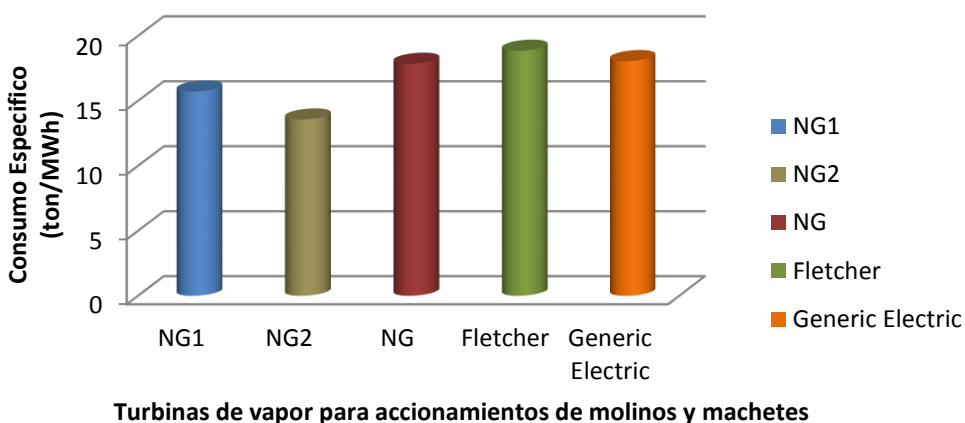
Para los accionamientos de molinos es necesario su accionamiento por medio de una turbina de vapor en este grafico apreciamos la potencia consumida en una turbina NG donde tiene una potencia media acciona el molino 2 y 3, la turbina *Fletcher* que acciona la turbina 4 y 5 y donde más potencia consume y una turbina *Generic electric* que acciona el molino 6 y es la potencia más baja de las tres turbinas presentadas.

Flujo de vapor consumido en trapiche



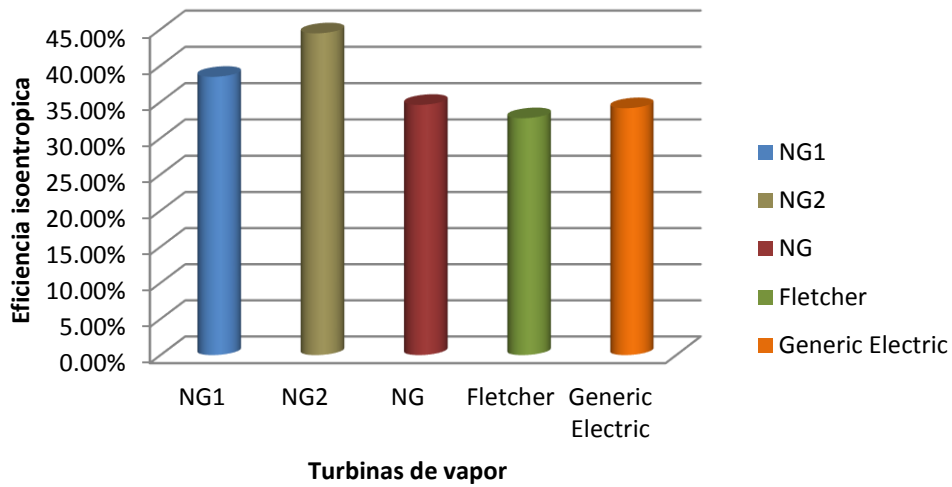
Grafica N° 27: Flujo de vapor consumido por equipos de preparación y extracción.
 El flujo de vapor consumido por equipos de trapiche (molinos y machetes), donde consta de 5 turbina de vapor, el grafico nos indica que el menor consumo es la NG1 (machete 1), seguidos de la NG2 (machete 2), así sucesivamente la *Generic Electric* (molino 6), asimismo teniendo como mayores consumidores a la NG (molinos 2 y 3) y la turbina *Fletcher* (molinos 4 y5).

Consumo específico de turbinas de vapor en trapiche



Grafica N° 28: Consumo específico de vapor en turbinas de accionamiento en trapiche.
 El consumo específico en las turbinas de vapor para accionamiento de molinos y machetes en el área de trapiche, son muy altos indicándonos que son muy ineficientes teniendo un valor de 18.86 tonv/MWh el pico más alto es de la turbina *Fletcher*.

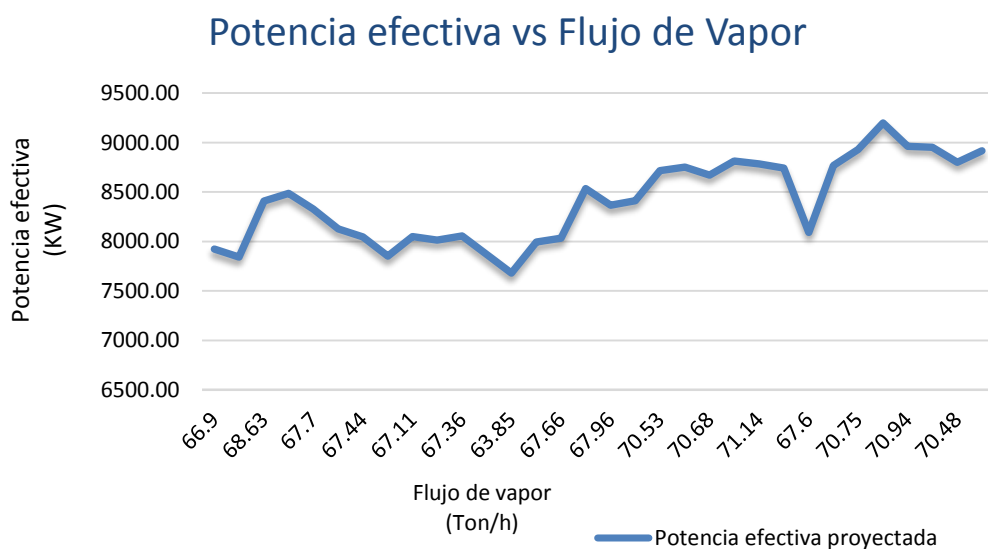
Eficiencia isoentropica de equipos en trapiche



Grafica N° 29: Eficiencia isoentrópica en turbinas de vapor en el área de trapiche.

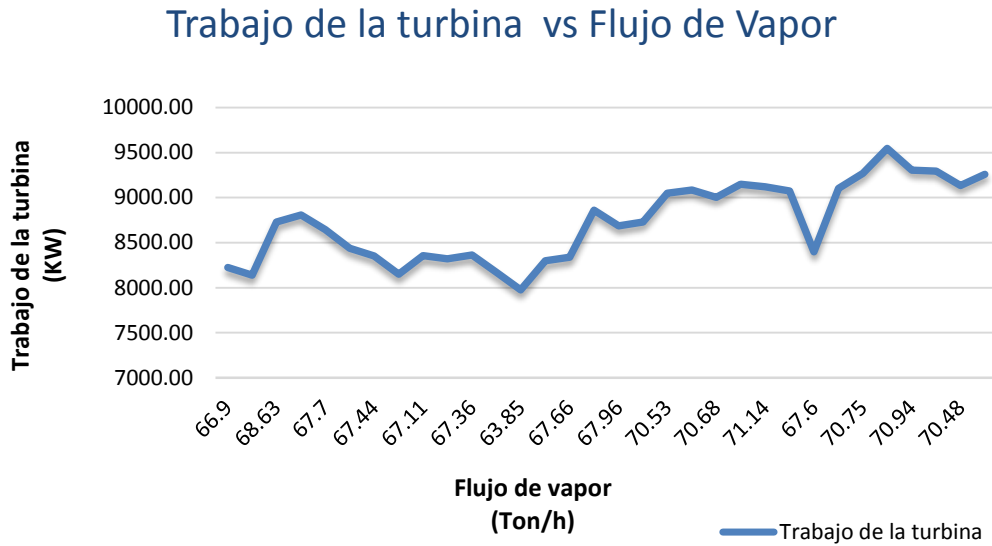
La eficiencia isoentrópica en las turbinas contrapresión nos indica que no hay un buen aprovechamiento del salto entálpico, teniendo como valor máximo de 44.44% y valor mínimo de 32.75%, donde los valores son del NG2 y la *Fletcher* según corresponda.

e. Graficas según parámetros de proyección de electrificación de equipos en trapiche.



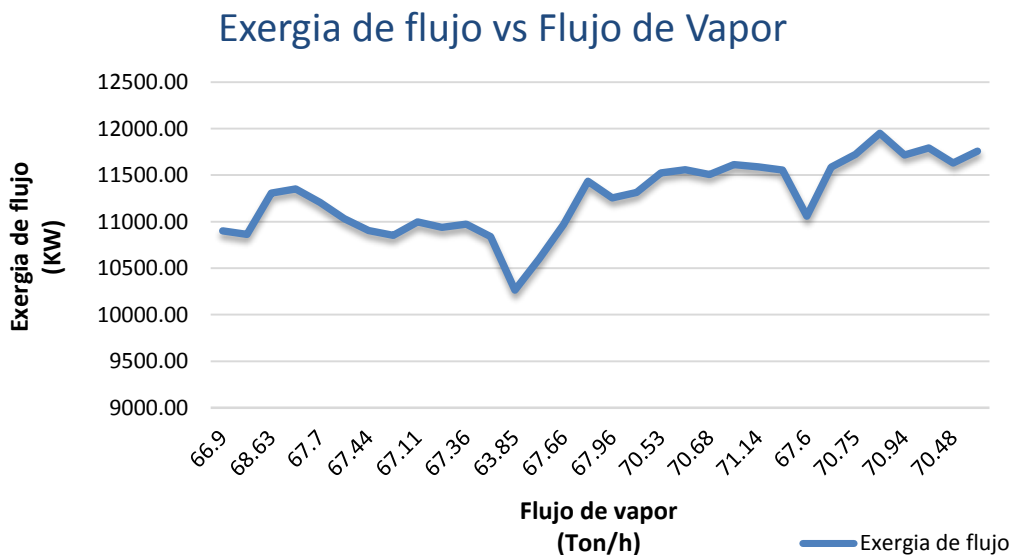
Grafica N° 30: Potencia efectiva proyectada en el turbogenerador de 21.7 MW.

La potencia efectiva proyectada con la electrificación del área de trapiche (cambiar la turbina de vapor a contrapresión por motores eléctricos). Obteniendo una mayor generación de energía eléctrica con un valor máximo de 9197.91 KW y un valor mínimo de 7681.09 KW con un flujo de vapor de 71.93 ton/h y 63.85 ton/h.



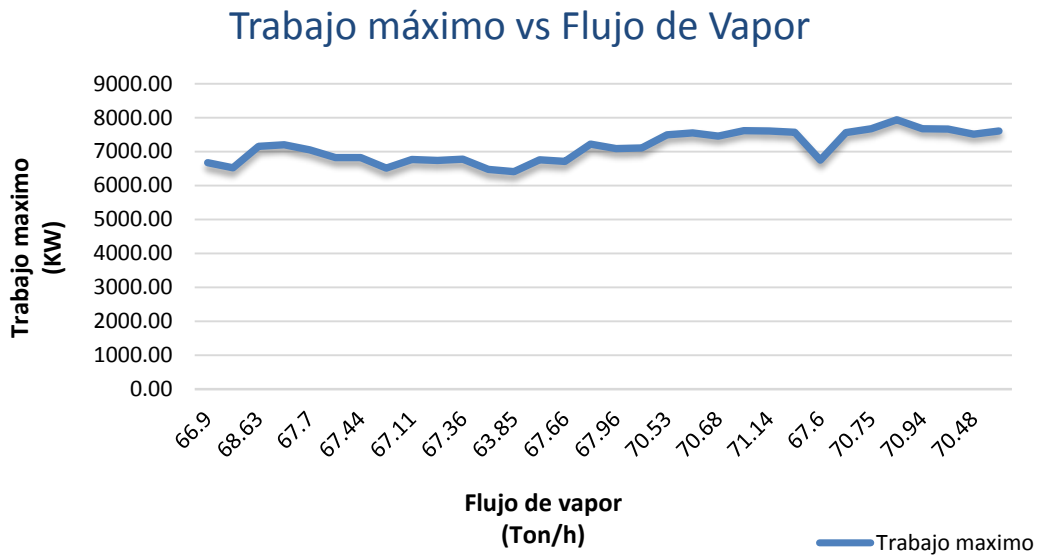
Grafica N° 31: Trabajo proyectado del turbogenerador de 21.7 MW.

Al igual que la gráfica anterior tiene la misma tendencia al ser el trabajo realizado por la turbina antes del generador eléctrico y el reductor.



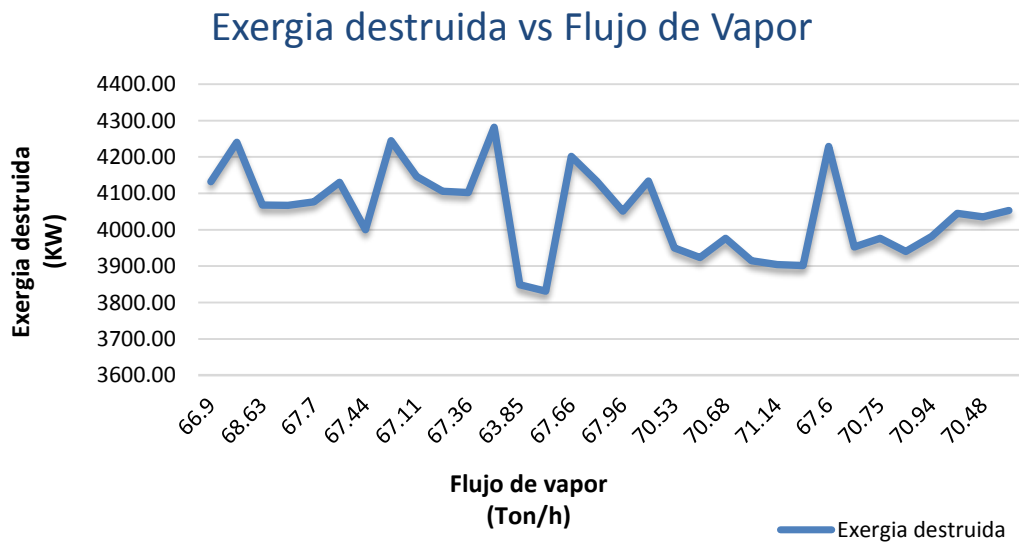
Grafica N° 32: Exergía de flujo proyectada en el turbogenerador de 21.7 MW.

La exergía de flujo desarrollada mediante la proyección de electrificación de equipos, y al obtener mayor flujo de vapor para su generación eléctrica llegando así a un valor de 11951.29 KW como máximo y 10263.55 KW como mínimo.



Grafica N° 33: Trabajo máximo proyectado en el turbogenerador de 21.7MW.

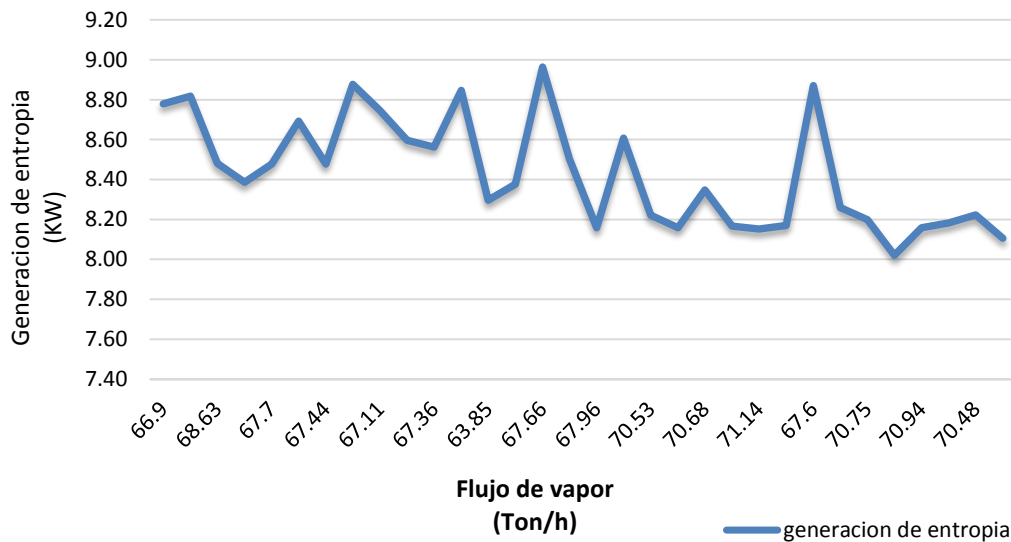
El trabajo máximo realizado por el turbogenerador es de 7940.26 KW para un valor máximo y 6406.04 KW para un valor mínimo logrando estos valores en los meses de diciembre y octubre.



Grafica N° 34: Exergía destruida proyectada en turbogenerador de 21.7 MW.

La exergía destruida con la proyección de la electrificación en el área de trapiche es de un pico de 4281.48 KW de la muestra tomada del mes de octubre mientras que la exergía destruida en la mínima es de 3831.66 KW de la muestra tomada en el mes de noviembre.

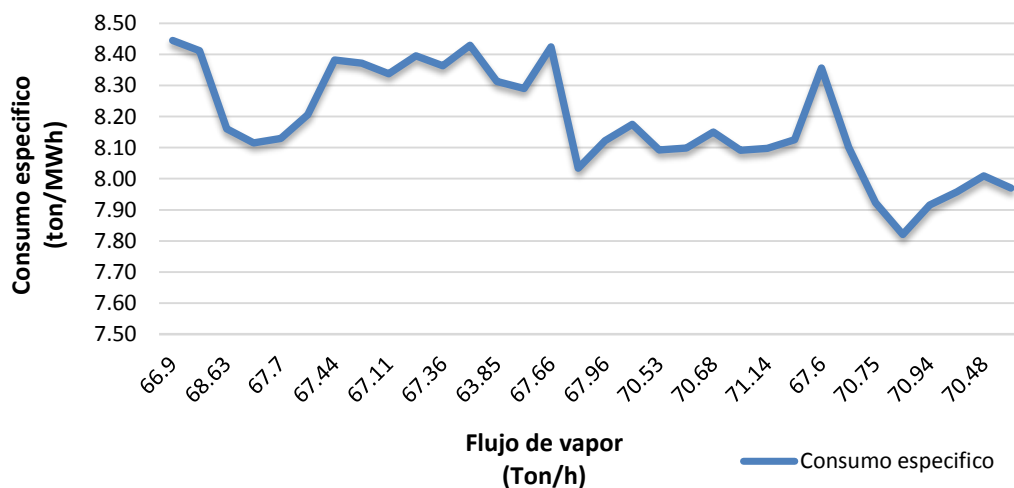
G. Entropia vs Flujo de Vapor



Grafica N° 35: Generación de entropía proyectada en el turbogenerador de 21.7 MW.

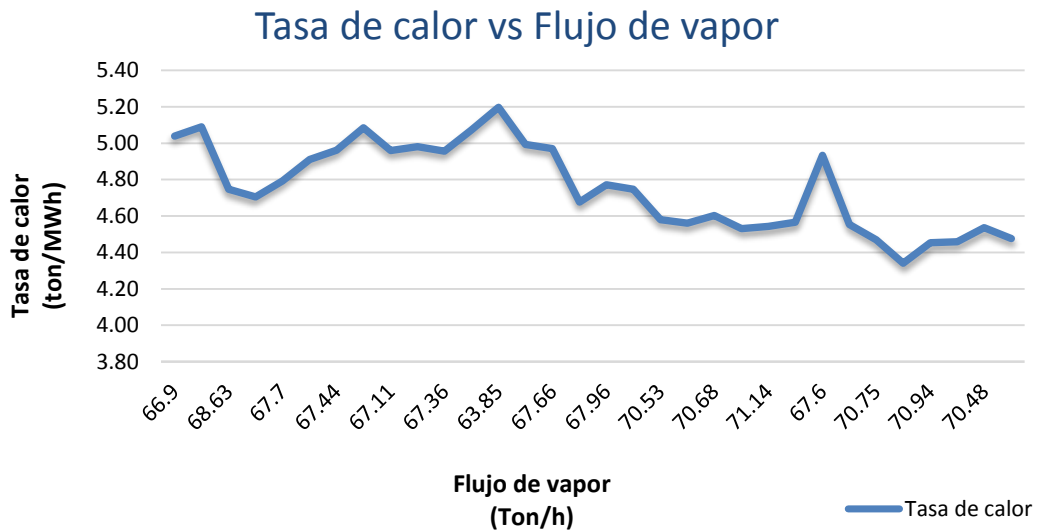
La generación de entropía con la proyección de la electrificación de trapiche aumenta con referencia con la entropía de en condiciones actuales.

Consumo específico vs Flujo de Vapor



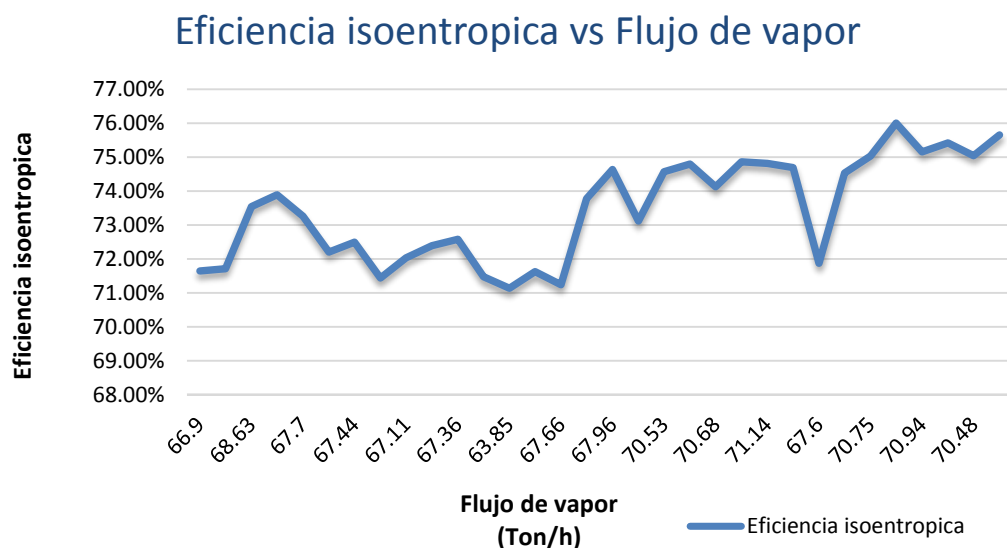
Grafica N° 36: Consumo específico proyectado en el turbogenerador de 21.7 MW.

El consumo específico mejora con la electrificación proyectada en el área de trapiche, ya que al ingresar más flujo de vapor podrá generar energía eléctrica y con esto disminuir el consumo de vapor específico.



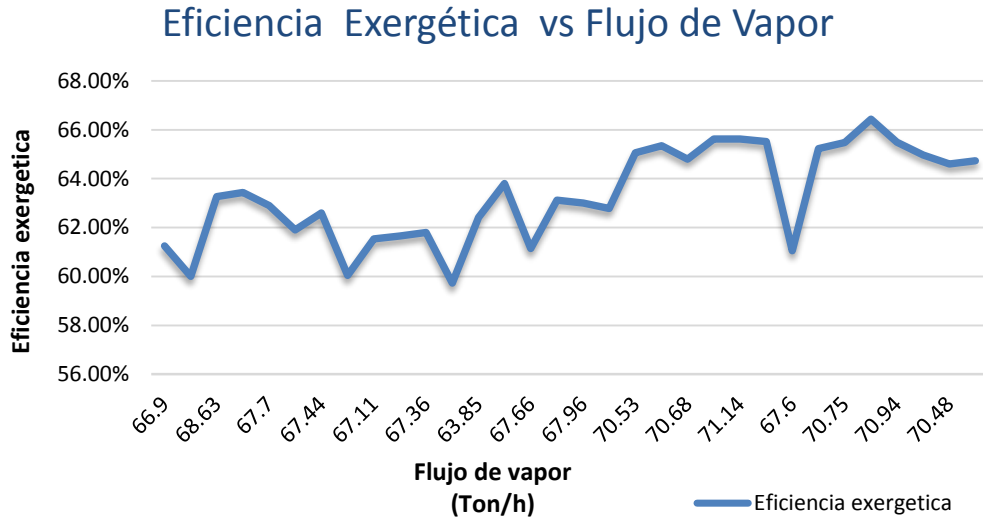
Grafica N° 37: Tasa de calor proyectado en el turbogenerador de 21.7 MW.

Al igual que la gráfica anterior con la electrificación proyectada disminuye la tasa de calor para las muestras tomadas en cada mes del estudio teniendo un mejor aprovechamiento del bagazo.



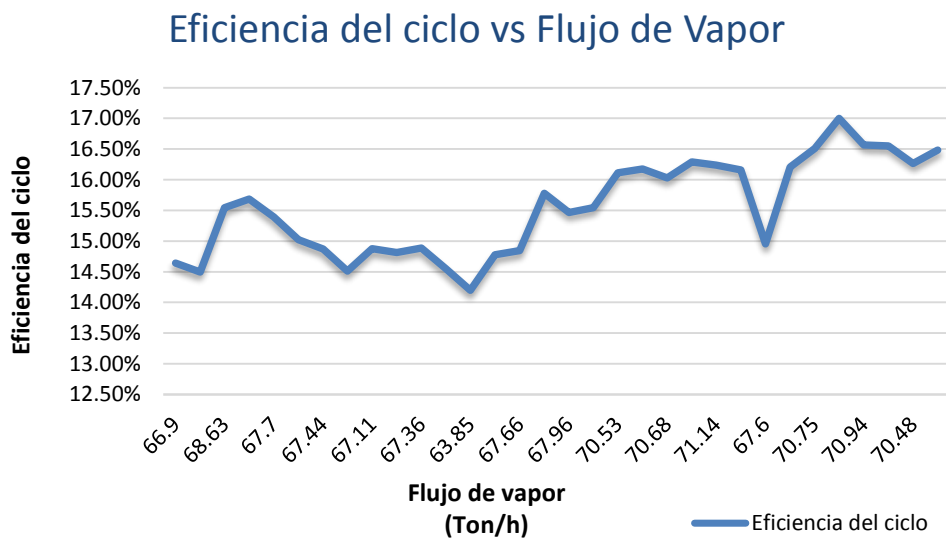
Grafica N° 38: Eficiencia isoentrópica proyectada en el turbogenerador de 21.7 MW.

La eficiencia isoentrópica es no cambia para una electrificación proyectada en el área de trapiche, ya que esta eficiencia está en función a las condiciones de presión y temperatura de entrada y salida.



Grafica N° 39: Eficiencia exergética proyectada en el turbogenerador de 21.7 MW.

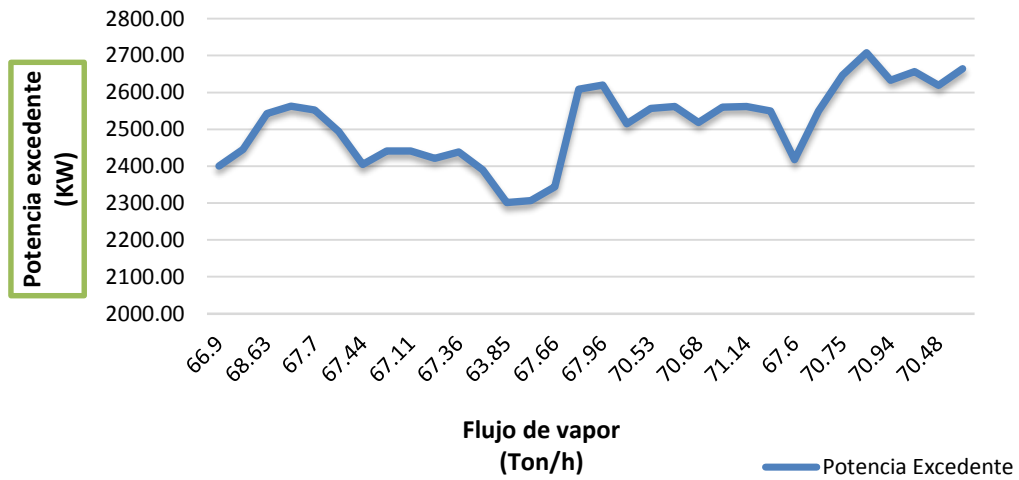
La eficiencia exergética para una electrificación proyectada en el área de trapiche aumenta de 1% a un 5% de su eficiencia indicando que podemos conseguir un mejor aprovechamiento con un flujo de vapor disponible por el área de trapiche.



Grafica N° 40: Eficiencia del ciclo proyectado en el turbogenerador de 21.7 MW

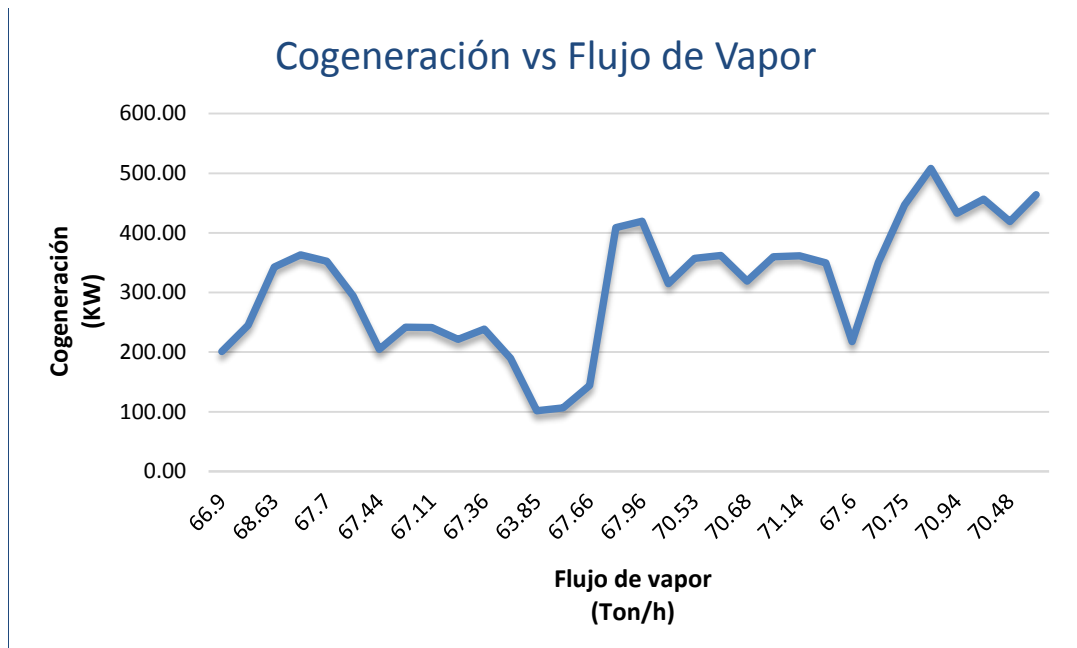
Al tener un aprovechamiento exergético la eficiencia del ciclo también aumenta en un 1% hasta un 5% como máximo, indicando mejores condiciones para la generación de energía eléctrica para el ingenio.

Potencia Excedente vs Flujo de Vapor



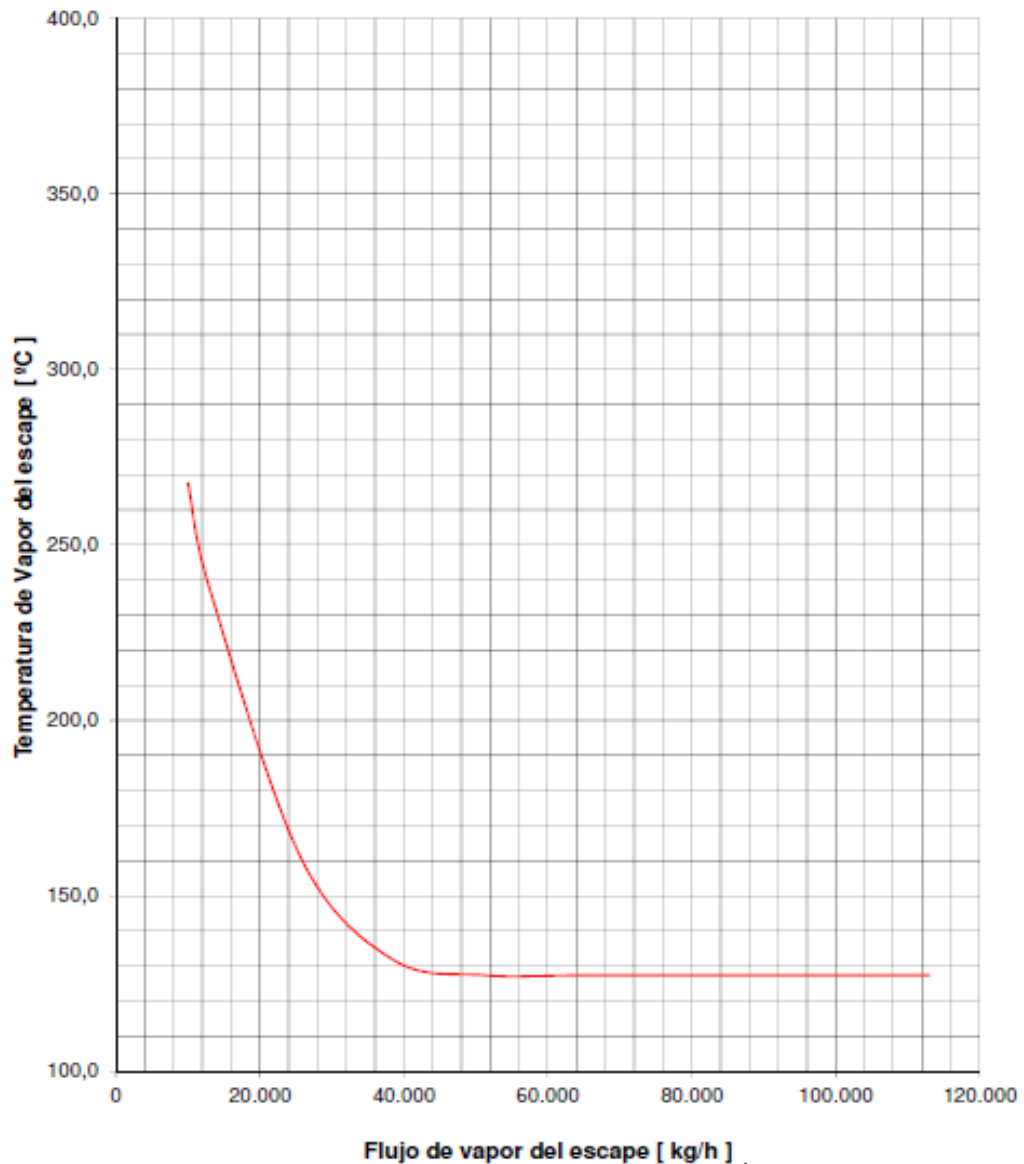
Grafica N° 41: Potencia Excedente según la proyección establecida

La curva de la potencia excedente nos indica que al electrificar trapiche (cambiar turbinas de vapor a motor eléctrico) tendremos una demanda más alta en el ingenio de agroindustrias san Jacinto. Indicándonos que tendremos un exceso de energía eléctrica generada ya que con esta disposición podremos entregarle energía eléctrica al área de campo con una demanda máxima de 2. 2MW, teniendo la potencia excedente para la cogeneración de energía eléctrica.



Grafica N° 42: Potencia disponible para cogenerar

Potencia de disponible para cogenerar con un valor pico de 508.08 KW y un valor mínimo de 101.63 KW, según la gráfica mostrada.



Grafica N° 43: Temperatura de escape en función al flujo de vapor
Fuente: Manual de operación del turbogenerador de 21. 7 MW

La grafica presente nos indica que en función del flujo de vapor en el escape, disminuye la temperatura de escape y esto a su vez es muy provechoso para tener un mayor salto entálpico en la turbina de vapor.