



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

Conversión de una central termoeléctrica de 37MW en ciclo Rankine de cogeneración industrial a cogeneración comercial en una empresa agroindustrial para integrarse al SEIN

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

Ingeniero Mecánico Electricista

AUTORES:

Amaya Sánchez, Carlos Abrahán ([ORCID: 0000-0002-1632-0012](https://orcid.org/0000-0002-1632-0012))

Guillen Casamayor, Tito Abel ([ORCID: 0000-0001-8448-1494](https://orcid.org/0000-0001-8448-1494))

ASESOR:

Mg. Sifuentes Inostroza Martín ([ORCID: 0000-0001-8621-236X](https://orcid.org/0000-0001-8621-236X))

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Generación, Transmisión y Distribución

TRUJILLO – PERÚ

2021

DEDICATORIA

A Dios por guiar mis pasos durante este proceso de aprendizaje

A mis padres por su inmenso amor, por su comprensión y su gran ayuda en los momentos más difíciles, por enseñarme que los desafíos se superan con esfuerzo y dedicación

A mis hermanos, que siempre me brindan su respaldo a cada momento malo y bueno durante toda mi formación.

Guillen Casamayor, Tito Abel

A Dios, por darme la sabiduría, la templanza y la paciencia para seguir adelante

En especial a mi querida abuela María Raquel Abanto Cerdán, por enseñarme que con fe, esfuerzo y sacrificio es posible lograr los objetivos a pesar de los obstáculos que nos da la vida.

A mis Padres por darme su apoyo inagotable y la motivación para cumplir mis metas.

Amaya Sánchez, Carlos Abrahan

AGRADECIMIENTO

Agradezco principalmente a Dios por darme salud y bienestar lo cual puede permitirme estar hoy cumpliendo mis objetivos.

A mi familia querida por su apoyo incondicional ante todo objetivo que me he propuesto.

Agradezco a los docentes por brindarme una educación de calidad

Guillen Casamayor, Tito Abel

A Dios, por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud y las fuerzas para poder lograr mis objetivos, además de su infinita bondad

A mis Padres y a mi Hermano, por apoyarme en todo momento, corrigiéndome e instruyéndome por el buen camino hacia el éxito

A los docentes por darme una excelente formación académica

Amaya Sánchez, Carlos Abrahan

ÍNDICE DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	v
Resumen	vii
I. INTRODUCCIÓN	1
II. MARCO TEÓRICO.....	4
III. METODOLOGÍA.....	17
3.1. Tipo y diseño de investigación	17
3.2. variable y operacionalización.....	18
3.3. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.....	18
3.4. Procedimiento.....	19
3.5. Método de análisis de datos	20
3.6. Aspectos éticos.....	20
IV. RESULTADOS.....	21
4.1. Promedio obtenido mediante la ficha de registro.....	21
4.2. Balance de energía y masa de la central termoeléctrica	22
4.2.1. Balance de energía y masa en turbina a contrapresión.....	22
4.2.2. Balance de energía y masa en caldero.....	23
4.2.3. Rendimiento Eléctrico Efectivo en condiciones de operación Actual. 26	
4.2.4. Balance en el saturado de vapor	27
Balance de energía en saturador	27
4.2.5. Balance de energía y masa en intercambiador condensador para la determinación del gasto de fluido de condensado	28
4.2.6. Balance en el desgasificador	29
4.3.4. Balance en el saturado de vapor	35
Balance de energía en saturador	35
4.3.5. Balance de energía y masa de intercambiador hacia la determinación del gasto de condensado de agua	36
4.3.6. Balance en el desgasificador	37
V. DISCUSIÓN	50
VII. RECOMENDACIONES.....	54
VIII. REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA:.....	55
IX. ANEXOS	58

ÍNDICE DE TABLAS

tabla 1 Rendimiento eléctrico efectivo, según tecnología/combustible.....	12
tabla 2 Operacionalización de variables ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.	
tabla 3 Técnicas e instrumentos.....	18
tabla 4 Ficha de registro.....	21
tabla 5 Balance a la turbina a contrapresión en condiciones actuales	23
tabla 6 Balance caldero acuotubular en condiciones actuales	25
tabla 7 Tabla de vapor saturado y del agua	25
tabla 8 Reglamento de cogeneración comercial.....	26
tabla 9 Resultado del rendimiento eléctrico efectivo	27
tabla 10 Características técnicas de la caldera cfw acuotubular	30
tabla 11 Valores del generador eléctrico	30
tabla 12 Estado de la turbina a contrapresión mejorada	32
tabla 13 Estado situacional de la caldera acuotubular mejorada.....	33
tabla 14 Rendimiento eléctrico efectivo mejorado	35
tabla 15 Parámetros de operación	40
tabla 16 Parámetros de selección	40
tabla 17 Propiedades termodinámicas del vapor a 3 bar	41
tabla 18 Número de pasos	44
tabla 19 Costo de funcionamiento	47
tabla 20 Inversión del proyecto – condensador	47

ÍNDICE DE FIGURAS

figura 1 Esquema de la c.t.e de cogeneración de agroaurora s.a.c	3
figura 2Ciclo rankine ideal siempre y diagrama t-s (cengel,2009)	9
figura 3 Ciclo rankine ideal con recalentamiento y diagrama t-s (cengel, 2009)	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
figura 4 Ciclo rankine ideal con un recalentador abierto (cengel, 2009).....	10
figura 5 Ciclo rankine con calentador cerrado (cengel, 2009)	11
figura 6 Flujo de variables	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
figura 7 Estado situacional del turbogenerador	22
figura 8 Parámetros actuales, caldera acuotubular	24
figura 9 Parámetros actuales de operación, saturador de vapor	27
figura 10 Parámetros actuales de operación, condensador	28
figura 11 Balance en desgasificador en condiciones actuales	29
figura 12 Estado del turbogenerador mejorado	31
figura 13 Estado de la caldera acuotubular mejorada	32
figura 14 Parámetros actuales de operación, saturador de vapor	35
figura 15 Parámetros actuales de operación, condensador	36
figura 16 Balance en desgasificador en condiciones actuales	37
figura 17 Bariación de temperatura media logarítmica en flujo cruzado	43

Resumen

Esta investigación, tiene como objetivo realizar el cambio de cogeneración industrial a cogeneración comercial para ello se inició realizando una auditoria energética a la central Agroaurora SAC. Con el fin de analizar la factibilidad técnica y económica. Esta central termoeléctrica en la actualidad en la actualidad de los 37MW de potencia instalada, solo produce 11000 KW para su consumo interno, generando 100T N/h de vapor con un consumo de combustible de 48 TN/h para su consumo interno, obteniendo según como resultado de la auditoria en condiciones actuales un rendimiento eléctrico efectivo de 61.49% no cumpliendo con el reglamento de cogeneración comercial el cual exige un REE mayor o igual al 70% Por lo cual fue necesario incrementar un excedente de flujo masico de 19.35 TN/h de vapor sobrecalentado para poder generar un excedente de 4000KW de energía eléctrica, como también al mismo tiempo incrementando el consumo de combustible en 6.37 TN/h conllevando a que el rendimiento del caldero se incremente caldero a 79% y conllevando a un rendimiento eléctrico efectivo REE de 72.6% el cual se estaría cumpliendo con el Decreto Supremo N°0.82-2007 "Reglamento de cogeneración comercial". Debido al excedente de vapor generado, se realizo el diseño de un intercambiador teniendo en cuenta en flujo masico de vapor 83.66 TN/h de vapor considerando una pérdida de un 30% de vapor proveniente del proceso, utilizando 473.77 Kg/s de flujo masico de agua necesarios para realizar el condensado del vapor, con un Dn=19.68 Pulg SCH 40 para la circulación del agua. Para realizar el diseño del condensador se realizó en 2 etapas, con 522 tubos por paso, con tubería SCH 40 con Dn=¾ Pulg. Con una longitud total de 3.24 metros y un diámetro interior de carcasa de 1576 mm y ½ Pulg de espesor. El cual este proyecto cuenta con un beneficio útil de 2,661,121 S./año con una inversión de S/303,638, y un retorno de inversión de 1.5 meses con una tasa interna de retorno 868% y un valor actual neto de S/15,978,596.98.

Palabras clave: Cogeneración industrial, Cogeneración comercial, Condensador industrial, Sistema Eléctrico Interconectado (SEIN), Rendimiento Eléctrico Efectivo (REE)

ABSTRACT

The purpose of this research is to make a change from industrial cogeneration to commercial cogeneration, for which an energy audit of the Agroaurora SAC power plant was started. In order to analyze the technical and economic feasibility. This thermoelectric power plant currently produces only 11,000 KW of installed power for internal consumption, generating 100T N/h of steam with a fuel consumption of 48 TN/h for internal consumption, obtaining as a result of the audit in current conditions an effective electrical efficiency of 61.49% which does not comply with the commercial cogeneration regulation which requires a REE greater than or equal to 70%, so it was necessary to increase a mass flow surplus of 19.35 TN/h of superheated steam in order to generate a surplus of 4000KW of electrical energy, as well as at the same time increasing the fuel consumption by 6.37 TN/h leading to an increase in the boiler efficiency to 79% and leading to an effective electrical efficiency REE of 72.6%, which would be in compliance with Supreme Decree No. 0.82-2007 "Commercial cogeneration regulations". Due to the steam surplus generated, the design of an exchanger was carried out taking into account the steam mass flow 83.66 TN/h of steam considering a loss of 30% of steam coming from the process, using 473.77 Kg/s of water mass flow necessary to condense the steam, with a $D_n=19.68$ in SCH 40 for water circulation. The condenser design was carried out in 2 stages, with 522 tubes per step, with SCH 40 tubes with $D_n=3/4$ inch, with a total length of 3.24 meters and an internal casing diameter of 1576 mm with a thickness of $1/2$ inch. The present project represents a useful benefit of 2,661,121 S/year with an investment of S/303,638, and a return on investment of 1.5 months with an internal rate of return of 868% and a net present value of S/15,978,596.98.

Keywords: Industrial cogeneration, Commercial cogeneration, Industrial condenser, Interconnected Electrical System (SEIN), Effective Electrical Efficiency (REE)

I. INTRODUCCIÓN

En las últimas décadas a nivel internacional el consumo de energía eléctrica ha incrementado de forma proporcionada, esto se debe al desarrollo socioeconómico y aumento poblacional a nivel mundial. Siendo un avance importante la tecnología, el cual genera un incremento en el consumo de energía EE, esto es de gran ayuda en los diferentes sectores como: salud, comunicaciones, educación, etc (Pasquevich, 2016, p.23).

Los procesos que generan potencia eléctrica en las centrales termoeléctricas, forman circuitos de redes a nivel de todo el Perú, estas se encargan de entregar energía eléctrica según el COES- SINAC 2017. Con el fin de generar energía eléctrica entre los principales combustibles tenemos el gas natural, que es un recurso no renovable utilizado en la actualidad debido a su bajo precio de venta. En el Perú es más latente la problemática que posee el sector industrial como el cuarto país obteniendo un bajo costo en tarifas, atrás de Venezuela, Paraguay y Argentina, estos aportan el valor potencial (Sociedad Nacional de Minería, Petróleo y Energía SNMPE, 2014, p.3).

La empresa Agro Aurora es una empresa agroindustrial que se dedicada a producir alcohol, y la siembra de cultivo de caña de azúcar, esta empresa perteneciente al grupo Gloria con más de una década operando y está situada en la ciudad de Piura – Perú.

En la actualidad la empresa cuenta con una central termoeléctrica en ciclo Rankine con una potencia eléctrica instalada de 37MW Y esta máquina genera 100 TN/h de vapor, 65 bar de presión y 580°C, y como combustible utiliza bagazo para generar su propia energía operando todo el año, además de que realizan cogeneración Industrial, sin embargo, de los 37MW que puede producir la planta, por falta de combustible solo generan 11MW para su consumo interno.

La empresa Agroaurora en su afán de obtener mayores ingresos desde hace varios años se propuso el objetivo de realizar cogeneración comercial, sin embargo actualmente presenta deficiencias y limitaciones en varios procesos tanto en la generación de vapor por falta de bagazo, en la generación de electricidad por el alto consumo de vapor en el turbogenerador y también por deficiencias en el sistema eléctrico y bajo rendimiento en motores los cuales crea inconvenientes en

el proceso imposibilitando que en las condiciones actuales realice cogeneración comercial debido a que no cumpliría con los indicadores de eficiencia según las normas peruanas de cogeneración.

La empresa se proyecta a vender energía, por lo descrito se plantea el siguiente estudio de investigación para en base de una auditoria energética técnica y económica para definir la factibilidad para que la empresa Agroaurora pase a cogeneración comercial

La empresa no está en la capacidad de realizar cogeneración comercial debido a limitaciones energéticas de rendimiento por lo que es necesario e indispensable identificar los procesos que deben ser mejorados en la CTE con la finalidad de resolver la problemática.

Para dar respuesta a la problemática descrita, se planteó la siguiente formulación de problema: ¿De qué manera se realizará la conversión de cogeneración industrial a cogeneración comercial en una empresa agroindustrial para la venta de energía a la red Nacional?

La justificación de esta investigación es aplicada porque aplicaremos conocimientos ya existentes para dar solución a una problemática (porque estamos aplicando conocimiento

Para la realización de este proyecto se propone como **objetivo general:** Determinar la factibilidad técnica y económica de la conversión de una C.T.E de cogeneración industrial en una C.T.E de cogeneración comercial para integrarse al SEIN. para poder llevar a cabo este objetivo general se plantearon los siguientes **objetivos específicos:** (1) Realizar una auditoria energética inicial al sistema térmico y eléctrico de una central Agroindustrial; (2) Identificar una configuración apropiada para la central de cogeneración comercial requerida en base a auditoria; (3) Desarrollar el plan de adecuación a la configuración comercial propuesta; (4) Proyectar las nuevas condiciones de la central de cogeneración comercial para la adecuación requerida; (5) Realizar el Análisis económico financiero.

De forma afirmativa presentamos nuestra siguiente **hipótesis:** Mediante la conversión de una CTE de 37MW en ciclo Rankine de cogeneración industrial a cogeneración comercial si se integrara al SEIN la empresa agroindustrial

II. MARCO TEÓRICO

Antecedentes

Antecedentes internacionales

(Gonzales, Abreu, Rico, Zamora, Espinosa, 2016) realizaron un análisis energético y exegético de esquemas de cogeneración para la industria azucarera ICIDC, en los cuales se realizó la evaluación de 5 alternativas de cogeneración, para aumentar la producción de energía térmica y eléctrica, así como su uso racional de la energía. Las tres primeras alternativas están direccionadas al incremento de la presión en el caldero y a la misma vez el cambio de las turbinas de vapor, del tipo extracción-condensación; como cuarta alternativa se propuso un cambio de caldera para implementar una de lecho fluidizado burbujeante y como quinta alternativa se realizó un estudio de un esquema de gasificación de biomasa. Los cuales fueron analizados energética y exegéticamente. Para las alternativas de cogeneración se realizó la simulación en el programa ASPEN PLUS. Los mayores excedentes de bagazo obtenidos según la simulación que se realizó en el programa anteriormente mencionado vienen a ser el esquema de gasificación de biomasa.

(Dávila, 2014) en su investigación hizo un estudio de la influencia del ingreso del proyecto ciclo combinado 318Mi que se encuentra en el interior de la central principal eléctrica del ecuador". En la actualidad este sistema eléctrico ecuatoriano satisface la demanda nacional de energía eléctrica utilizando principalmente generación hidroeléctrica y termoeléctrica, la generación termoeléctrica opera con turbinas a vapor y a gas ya que el costo del combustible es más cómodo. además, es más eficiente utilizar los gases de escape de las turbinas a gas para producir vapor en calderas recuperadoras y aprovecharlo para generar más energía en otra turbina a vapor, generando así un extra de energía eléctrica sin consumir más combustible, convirtiéndose de esta manera en un central de ciclo combinado. En esta central en la actualidad cuenta con dos turbinas a gas en ciclo abierto el cual se aumentará una turbina más con las mismas características cerrando el ciclo con un total de tres calderas recuperadoras de calor como también una turbina de vapor. Con este tipo de configuración se logra generar un excedente de energía de

187 MW contando con un total de 318 MW, reduciendo de esta manera el costo de producción en un 36%, contando con un ahorro de 1,070,000.00 de dólares cotidianos al agregar la tercera turbina de gas y la turbina a vapor.

Antecedentes (Nacional)

(Marlon, Paredes, 2018) Analizaron la factibilidad técnica económica del cambio de sistema de cogeneración industrial a sistema de cogeneración comercial en una central termoeléctrica a vapor en agrolmos.

Los autores analizaron un sistema energético que produce un total de 7500 KW y 61.45 TM/h de vapor sobrecalentado, consumiendo un total de 46 TM/h de combustible (bagazo), en las cuales se encuentra operando con un 24% de REE no cumpliendo con el "Reglamento de cogeneración".

Los autores determinaron que, para realizar cogeneración comercial, se necesita aumentar la producción de vapor en 24.58 TM/h, con un 95% de su carga nominal en el caldero. Contando con un ahorro de 4.9TM/h de combustible y un REE del 71%. Se corroboró la capacidad de producción de bagazo almacenando 1700 TM bagazo/día, para la cogeneración comercial. El caldero contara con un consumo de 986.4TM/día de combustible (bagazo). Se realizo el diseño de un condensador industrial con una capacidad de 24.58 TM vapor/h y 1304.02 TM/h de agua de enfriamiento, como también se realizo el dimensionamiento de 2 torres de enfriamiento, modelo SR 2920/OU-1T-C70.34, con 2820 Ton-Torre de capacidad y 720 m³/h c/u. Se selecciono tubería de acero ASTM A53 grado A al Si para el transporte de agua condensada con diámetro de 18 pulg, cedula 40 y 91m de longitud, como también la selección de dos bombas centrifugas de 75HP con 655m³/h c/u. contando con un condensador industrial de 4 etapas, 68 tubos/paso, con tubería ASTM A53 grado A al Si, de 2 pulg de diámetro, SCH 40 Y 1.4m de longitud. Este proyecto cuenta con un beneficio neto de 1,327,574.00 \$/año con una inversión de 625,385.77US con un retorno de 6 meses y una rentabilidad de 212% uy un VAN de US\$ 8,921,026.00

Los autores concluyeron que para cogenerar 3MW de energía eléctrica por vender al SEIN, se deben incrementar el flujo de vapor de 61.452 TM/h a 86.033 TM/h, esto origina que el caldero trabaje de 80TM/h a 104.581 TM/h, conllevando que el

caldero trabaje a un 95% de su carga nominal obteniendo un beneficio neto de 1,327,574.00 US\$/año, con una inversión de 625,385.77 US\$, y un retorno de inversión de 6 meses, por lo que este proyecto si es rentable para dicha empresa. Ya que es viable con una rentabilidad de 212% y con un valor neto de \$8,921,026.00

(Vílchez,2016) realizo una evaluación técnica y económica para incrementar la cogeneración de energía de la empresa industrial Pucalá SAC

El autor analizó un central que produce 14MW, buscando reducir el consumo de vapor para usarlo en gran mayoría en la generación de energía eléctrica, y en el sector de trapiches se propone el cambio de 6 turbinas de vapor por 6 motores trifásicos con regulación electrónica y variador de velocidad

Se logro aumentar la potencia en 24MW, con un excedente de 10 MW que será inyectada al SEIN para que la empresa obtenga mayores utilidades

El autor concluye que, para realizar el cambio de turbinas a motores eléctricos en el sector de trapiches se necesita S/ 720,000.00 con un retorno de la inversión de 4 años adquiriendo un VPN de S/. 40,573.36 y un TIR de 27%

Antecedente Local

(Vega 2017) realizan un estudio de un sistema de cogeneración de energía para la producción de electricidad aprovechando el calor residual de los gases combustión de las calderas en la empresa agroindustrial de conservas vegetales S.A.V.S.A.

El autor realizara cálculos de energía y determinando entalpias de recalentamiento adecuadas para las turbinas a contrapresión con los datos obtenidos de las 3 calderas piro tubulares en operación los cuales son de 300BHP, 400BHP y 500BHP, con 114 Psi de presión y una temperatura de 170°C de vapor y con una temperatura en los gases residuales de 240°C, temperatura del agua de enfriamiento de 75°C y un consumo de energía eléctrica en el sector 3 de la central con un total de 1.5MW.

Con los cálculos realizados se logra obtener una temperatura de vapor a la salida del recalentador de 218°C siendo la misma temperatura al ingreso de la turbina siendo totalmente viable ya que es menor que la temperatura de ingreso 240°C y una temperatura de 228.3°C a la salida.

El autor concluye que logra obtener un beneficio útil de 69,131.1\$/año, con un periodo de recuperación de 4. 5años.y obteniendo un VAN de \$217,512.36

(Zavaleta,2017) en su investigación sobre la Influencia de incrementar la potencia efectiva en cogeneración de energía de la empresa Cartavio S.A.A el autor determina la influencia de la potencia efectiva generada en los turbogeneradores, en las características de la cogeneración, realizando un estudio de demanda térmico y eléctrico, como también la disponibilidad del bagazo con los que cuenta la empresa, con la finalidad de aprobar la hipótesis de esta investigación para llegar a una solución de modos que nos permita cubrir en su totalidad la demanda de energía eléctrica generando al mismo tiempo un excedente de EE para vender al sistema interconectado SEIN siguiendo las normas de cogeneración peruanas, incrementando la potencia efectiva en 9.5MW permitiendo cubrir demanda máxima y calificar con un REE de 37.8% para inyectar 1MW para el sistema de cogeneración.

Energía. Esta se manifiesta de diversas formas como energía cinética, potencial. Además, existen distintos tipos de energía como por ejemplos: solar, nuclear, hidráulica, química, eléctrica, Eólica, mecánica y térmica, (Gonzales,1997)

Tipos de energía. Energía cinética: es la capacidad que tiene un cuerpo para realizar un trabajo debido a su rapidez. (Soto,2020) **Energía potencial:** se refieren a esta como la capacidad que tiene un cuerpo para llevar a cabo un trabajo debido a la condición en que dicho cuerpo se encuentre. (Soto,2020) **Energía mecánica:** Es la resultante de la energía cinética y potencial **Energía térmica:** Fuente de calor originada por una combustión. **Energía eléctrica:** Es la diferencia de potencia entre dos puntos, lo cual esto permite que al poner en contacto dos conductores fluya una corriente eléctrica. (Quíntela, Redondo, 2006)

Centrales Termoeléctricas Es una central que quema combustible para generar calor y elevar la temperatura del agua cambiando de estado líquido a vapor sobrecalentado, el cual se expande en una turbina de vapor acoplada a un alternador, como consecuencia se produce energía eléctrica. Por último, el vapor es condensado terminando el ciclo. (Serrano, 1987)

Auditoria energética. La auditoría energética es el procedimiento en la cual se obtiene información factible sobre el consumo de energía de un sistema, con la finalidad de identificar qué componentes se encuentran funcionando mal. Para de esta manera donde se está perdiendo la energía y de esta manera establecer posibles soluciones y estrategias de modo que el sistema este en optimas condiciones de uso (Velasco 2006)

El ciclo Rankine. En este ciclo, el agua ingresa a la bomba como líquido saturado elevando la presión isoentrópicamente hasta la presión de operación de la caldera, al llegar a la caldera se adiciona calor hasta llegar a un estado de vapor sobrecalentado, el cual es transportado mediante tuberías hasta llegar a la turbina, expandiéndose isoentrópicamente produciendo trabajo, el vapor húmedo es condensado por completo a presión constante hasta llegar a líquido saturado ingresando nuevamente a la bomba cerrando el ciclo. (Franco, 2008 Salazar – Pereira, 2011). Este ciclo cuenta con los siguientes procesos: (1-2) compresión

isobárica, (2-3) adición de calor a presión constante, (3-4) expansión isoentrópica, (4-1) Rechazo de calor a presión constante.

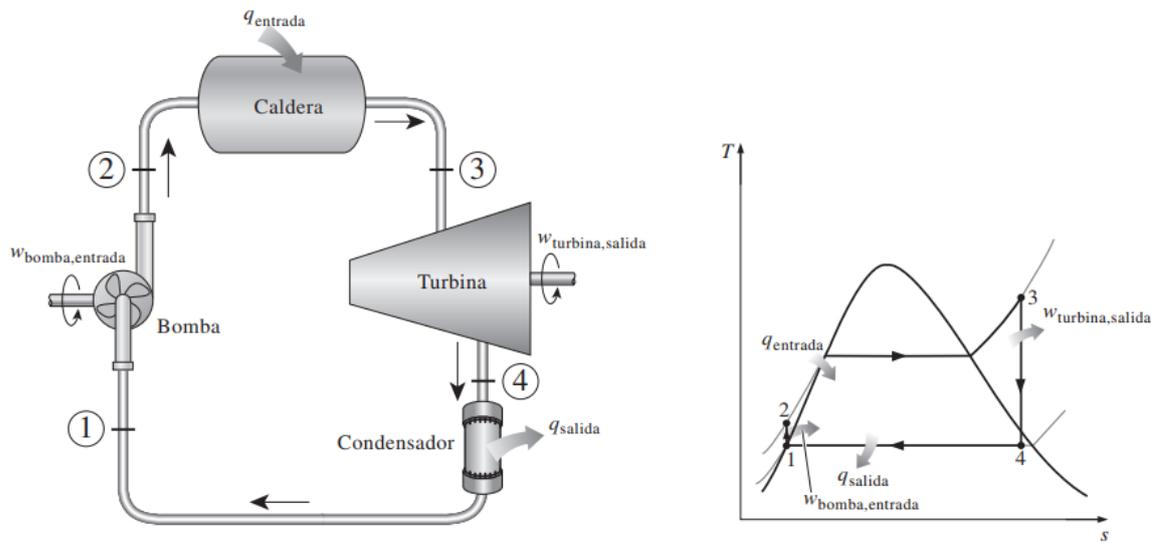


figura 2: Ciclo Rankine ideal siempre y diagrama T-S (cengel,2009)
fuente: Cengel 2009

Calentador abierto de agua de alimentación. Este calentador funciona como cámara de mezcla donde se une vapor – agua. En este caso el vapor que sale de la caldera, es dirigido hacia la turbina donde expande isoentrópicamente extrayéndose una parte de vapor en un momento determinado, conduciéndose al calentador abierto donde se realiza la mezcla. El resto de vapor continúa su expansión hasta que sale e ingresa al intercambiador de calor donde se condensa a la presión más baja hasta líquido saturado. Luego la bomba posterior al intercambiador de calor eleva la presión del líquido hasta la presión del calentador abierto de agua de alimentación, donde es mezclado el vapor extraído de la turbina y el agua de alimentación por medio de intercambio de energía, para que finalmente una segunda bomba se encargue de elevar la presión del fluido hasta la presión de la caldera cerrando el ciclo. (Cengel, Michel, 2009)

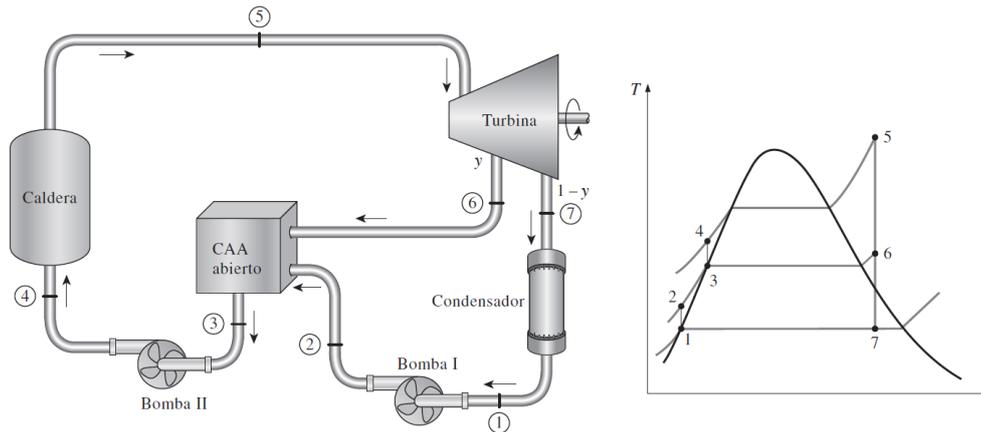


figura 3 Ciclo Rankine ideal con un recalentador abierto (Cengel, 2009)
fuente: Cengel 2009

En el momento de análisis se debe tomar en cuenta el flujo masico de cada dispositivo ya que son diferentes. Normalmente, la porción de vapor extraída de la turbina se expresa con la variable “y” y el vapor que se dirige al intercambiador de calor como “1-y”

$$q_{ent} = h_5 - h_4 \quad \text{(Ecuación 1)}$$

$$q_{sale} = (1 - y)(h_7 - h_1) \quad \text{(Ecuación 2)}$$

$$w_{turb sale} = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7) \quad \text{(Ecuación 3)}$$

$$w_{bomba entra} = (1 - y)(h_7 - h_1)w_{bomba 1} + w_{bomba 2} \quad \text{(Ecuación 4)}$$

Donde:

$$y = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_5} \quad \text{(Ecuación 5)}$$

$$w_{bomba 1} = v_1(P_2 - P_1) \quad \text{(Ecuación 6)}$$

$$w_{bomba 2} = v_3(P_4 - P_3) \quad \text{(Ecuación 7)}$$

Dónde

- h_5 = entalpía del vapor sobrecalentado al ingreso de la turbina kJ/kg
- h_4 = entalpía de agua de alimentación kJ/kg
- h_7 = entalpía del vapor a la salida de la turbina, kJ/kg
- h_1 = entalpía en la salida del condensador, kJ/kg
- h_6 = entalpía del vapor de agua de extracción de la turbina, kJ/kg

- \dot{m}_6 = flujo másico en la salida de la turbina, kg/h
- \dot{m}_5 = flujo másico en la entrada de la turbina, kg/h
- v_1 = volumen específico en la entrada de la bomba 1 m³/kg
- v_3 = volumen específico en la entrada de la bomba 2 m³/kg
- P_1 = presión en la entrada de la bomba 1, kPa
- P_2 = presión en la salida de la bomba 1, kPa
- P_3 = presión en la entrada de la bomba 2, kPa
- P_4 = presión en la salida de la bomba 2, kPa

Calentadores cerrados de agua de alimentación Este calentador funciona como intercambiador de calor ya que los fluidos no se mezclan si no que el cambio de energía se produce por convección a diferentes presiones. La fracción de vapor que se extrae de la turbina es conducida mediante tuberías hasta el calentador cerrado en donde es condensado idealmente hasta liquido saturado para luego elevar su presión hasta la presión de la caldera, El resto de vapor expandido de la turbina ingresa al intercambiador de calor en donde se condensa hasta liquido saturado y luego se eleva la presión a presión del caldero pasando por el calentador cerrado para incrementar su temperatura. (Cengel, Michel, 2009)

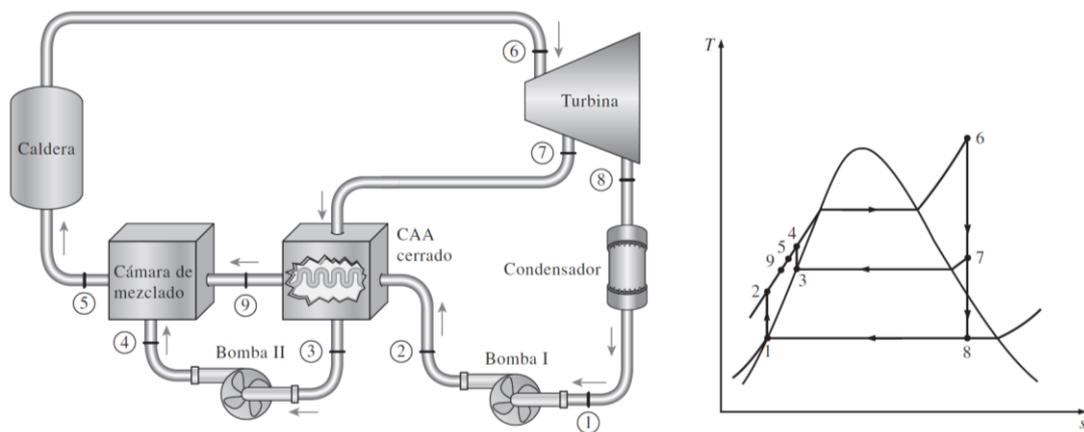


figura 4 Ciclo Rankine con calentador cerrado (Cengel, 2009)
fuente: Cengel 2009

COGENERACIÓN. Es la generación simultánea de energía eléctrica y térmica partir de un único proceso. La cogeneración resulta ser mucho más eficiente que producir energía eléctrica y térmica por separado, aumentando en más de un 30% a la eficiencia de todo el sistema en conjunto de la misma manera el consumo de combustible disminuye en un 50% (Cengel, Michel, 2009)

LEY DE COGENERACIÓN Y SU REGLAMENTO. Este proyecto se desarrolló con el objetivo de mejorar la cogeneración a nivel nacional. El MINEM (Ministerio de Energía y Minas) emitió el D.S. N° 037-200-EM el cual presenta los requisitos necesarios para que una central se considere cogeneradora, por otra parte para este tipo de centrales el precio del gas se les otorga como corresponde a los “generadores eléctricos” En el proceso para la elaboración de los procedimientos para decidir cuales serian los valores de potencia y energía en centrales de cogeneración que cumplan con los requisitos, a partir de esto fue necesario realizar algunos cambios al texto del reglamento, el cual mediante el D.S. N° 0.82-2007-EM aprobándose la “sustitución del reglamento de cogeneración” con los nuevos requisitos de este reglamento, para que una central realice cogeneración comercial, el facultativo de la empresa deberá presentar la documentación solicitando la calificación de su servicio a la Dirección General de Electricidad, con lo siguiente: (MINEM, 2007)

Rendimiento Eléctrico Efectivo: Para poder vender energía eléctrica a la red Nacional mediante el Reglamento de Cogeneración, existe un Decreto Supremos N°082-2007 el cual exige un 0.70 como mínimo de Rendimiento Eléctrico Efectivo (REE), esto dependerá de la tecnología que tenga la central. (MINEM, 2007)

Tecnología / Combustible	Rendimiento Eléctrico Efectivo (REE)
Turbina de vapor a contrapresión	0,70
Turbina de vapor de extracción	0,58
Turbina de gas de ciclo simple	0,55
Turbina de gas de ciclo combinado	0,55
Motores de combustión interna	0,55
Biomasa (*)	0,30

Tabla 1 Rendimiento eléctrico efectivo, según tecnología/combustible
Fuente: Decreto Supremo N° 082-2007

$$REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{0.9}}$$

Dónde:

REE: Rendimiento Eléctrico Efectivo (%)

E: Energía en bornes del generador (Mw-h/Mes)

$$E = P_{GE}(MW) * t_P \left(\frac{h}{mes} \right)$$

Q: Calor total (Mw-h)

$$Q (MWhmes) = mc \left(\frac{Kg}{bagazomes} \right) * PCI \left(\frac{MJ}{Kgbagazo} \right) * \frac{1h}{3600} s$$

V: Calor Útil del proceso (Mw-h)

$$V \left(\frac{MWh}{mes} \right) = m_{vo} \left(\frac{Kg vapor}{mes} \right) * (h_{v2} - h_{v2f}) * \frac{KJ}{Kgvapor} * \frac{1h}{3600s} * \frac{1}{1000}$$

Cogeneración industrial Este proceso se basa en obtener calor útil de vapor sobrecalentado para la producción de energía eléctrica y térmica suficiente para el consumo interno de la empresa (lostaunau, 2006). **Cogeneración Comercial** Este proceso busca con la obtención de calor útil generar energía eléctrica y térmica para su consumo interno de la planta, y así también con el excedente de energía poder vender a la red Nacional (lostaunau, 2006). **Eficiencia energética de la caldera:** En este punto es donde el agua pasa de líquido a un estado de vapor sobrecalentado (lostanau, 2006), Ecuación de la eficiencia energética de la caldera

$$\eta_{cd} = \frac{\dot{m}_{vs} * (h_{vs} - h_a)}{\dot{Q}_T} * 100$$

Dónde:

η_{cd} : Eficiencia energética de la caldera (%)

\dot{m}_{vs} : flujo masico de vapor sobrecalentado (kg/s)

h_{vs} : Entalpia del vapor sobre calentado (kj/kg)

h_a : Entalpia del agua (kj/kg)

\dot{Q}_T : Calor total (kW)

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_{cble} (PCI + h_{cble} + (r_{a/c})(h_{aire}))$$

Dónde:

\dot{Q}_T : calor total (kW)

PCI : poder calorífico inferior (kJ/kg)

\dot{m}_{cb} : flujo másico de combustible(kg/s)

h_{cb} : Entalpia del combustible(kJ/kg)

\dot{m}_{aire} : flujo másico del aire (kg/s)

h_{aire} : Entalpia del aire

$R_{a/c}$: relación aire / combustible (Kg aire / Kg cble)

$$R_{a/c} = \frac{PCI + h_{cble} - h_{gc}}{h_{gc} - h_{aire}}$$

h_{gc} : Entalpia de gases de combustión

Balance energético: El balance energético en un procedimiento termodinámico abierto o cerrado, basándose principalmente en dos leyes fundamentales como la conservación de la masa y energía, las conservaciones de la masa nos dicen que en un sistema lo que ingresa en la misma que sale (Cengel, 2007)

$$\sum \dot{m}_{is} = \sum \dot{m}_{ss}$$

Dónde:

\dot{m}_{is} : flujo masico de ingreso (kg/s)

\dot{m}_{ss} : flujo masico de salida (kg/s)

Por otra parte, la ley de la conservación de la energía nos dice que la energía que ingresa al sistema puede variar a la salida, dependiendo de la masa

$$\sum \dot{m}_{is} * h_{is} = \sum \dot{m}_{ss} * h_{ss}$$

Dónde:

\dot{m}_{iS} : flujo masico de ingreso (kg/s)

h_{iS} : Entalpia de ingreso (kJ/kg)

\dot{m}_{sS} : flujo masico de salida (kg/s)

h_{sS} : Entalpia de salida (KJ/Kg)

Dimensionamiento de la tubería. Al realizar de forma correcta el dimensionamiento de tubería para fluido (vapor), permitirla eliminar las posibles caídas de presión, para que el flujo de vapor sea distribuido en forma constante y con una velocidad promedio (Cengel,2007)

$$S_T = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v * V_V}$$

Dónde:

\dot{m}_v : flujo masico del vapor (kg/s)

V_V : velocidad del vapor (m/s)

S_T : sección transversal (m^2)

d_i : diámetro interior (m)

$$d_i = \sqrt{\frac{4 * S_T}{\pi}}$$

SCH: número de cedula

$$SCH = \frac{P * 1000 * fs}{\sigma}$$

Dónde:

P : presión del vapor en la tubería (bar)

fs : factor de servicio

σ : esfuerzo axial admisible del material (bar)

Análisis financiero

Periodo de retorno de la inversión: Nos indica el tiempo que se tomaría en recuperar la inversión en un determinado proyecto, ya sea en días, meses, años hasta la recuperación total de la inversión. (Ibache, 2018).

$$PRI = \frac{\text{Inversión inicial}}{\text{Beneficio útil}}$$

Dónde:

PRI: Periodo del retorno de la inversión (años)

I: Inversión inicial (S/.)

B: Beneficio útil (S/año)

Valor actual neto: El VAN nos permite realizar el calculo del valor actual de un determinado número de flujo de caja futuros los cuales fueron originados por la inversión inicial de un proyecto, (Ibache, 2018).

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+r)^t} - I_0$$

Dónde:

VAN: Valor actual neto (S/.)

F_t : Periodo de flujo (S/.)

r : Tasa de interés (%)

t : Periodo (años)

I_0 : Inversión inicial (S/.)

Tasa interna de retorno: El TIR viene a ser la tasa de interés máxima posible de endeudamiento para realizar un proyecto de modos que los valores concurrentes netos de todos los flujos de caja de una inversión sean similares a cero, (Mankiw, 2012).

$$\sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1 + TIR)^t} - I_0 = 0$$

Dónde:

TIR: tasa interna de retorno (%)

F_t : Periodo de flujo (S/.)

r: tasa de interés (%)

t: periodo (años)

I_0 : inversión inicial (S/.)

III. METODOLOGÍA

3.1. Tipo y diseño de investigación

Tipo de investigación: el presente tipo de investigación es de forma Aplicada, porque se averigua dar con la respuesta a una problemática, en nuestra investigación es realizar cogeneración comercial para la venta a red nacional, aplicando nuestros conocimientos de ingeniería mecánica eléctrica (Lozada, J. 2014).

diseño de investigación: Pre-experimental porque se manipula una variable (causa) para observar los efectos en otras variables (efecto). Este formato de investigación brinda una superioridad hacerla del interno ya que marca un punto de referencia al inicio el cual determina el grupo de variables antes de la tentación, (Murillo, J. 2011).

3.2. variable y operacionalización.

variable independiente:

- Sistema de cogeneración comercial
- Eficiencia en ciclo Rankine
- Rendimiento eléctrico efectivo

Variable dependiente:

- Energía eléctrica al SEIN, (MW-h/años)
- Calor útil, (MW-h/años)

Población muestra y muestreo

población: plantas termoeléctricas (cogeneración comercial)

Muestra: Central Termoeléctrica Agroaura SAC

Muestreo: no probabilístico – intencionado, porque ha sido elegido por los investigadores.

3.3. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.

Técnica	Instrumentación	Validación
Análisis documental	Ficha de registro	<i>por Expertos</i>

Tabla 2 técnicas e instrumentos
Fuente: Elaboración propia de los Autores

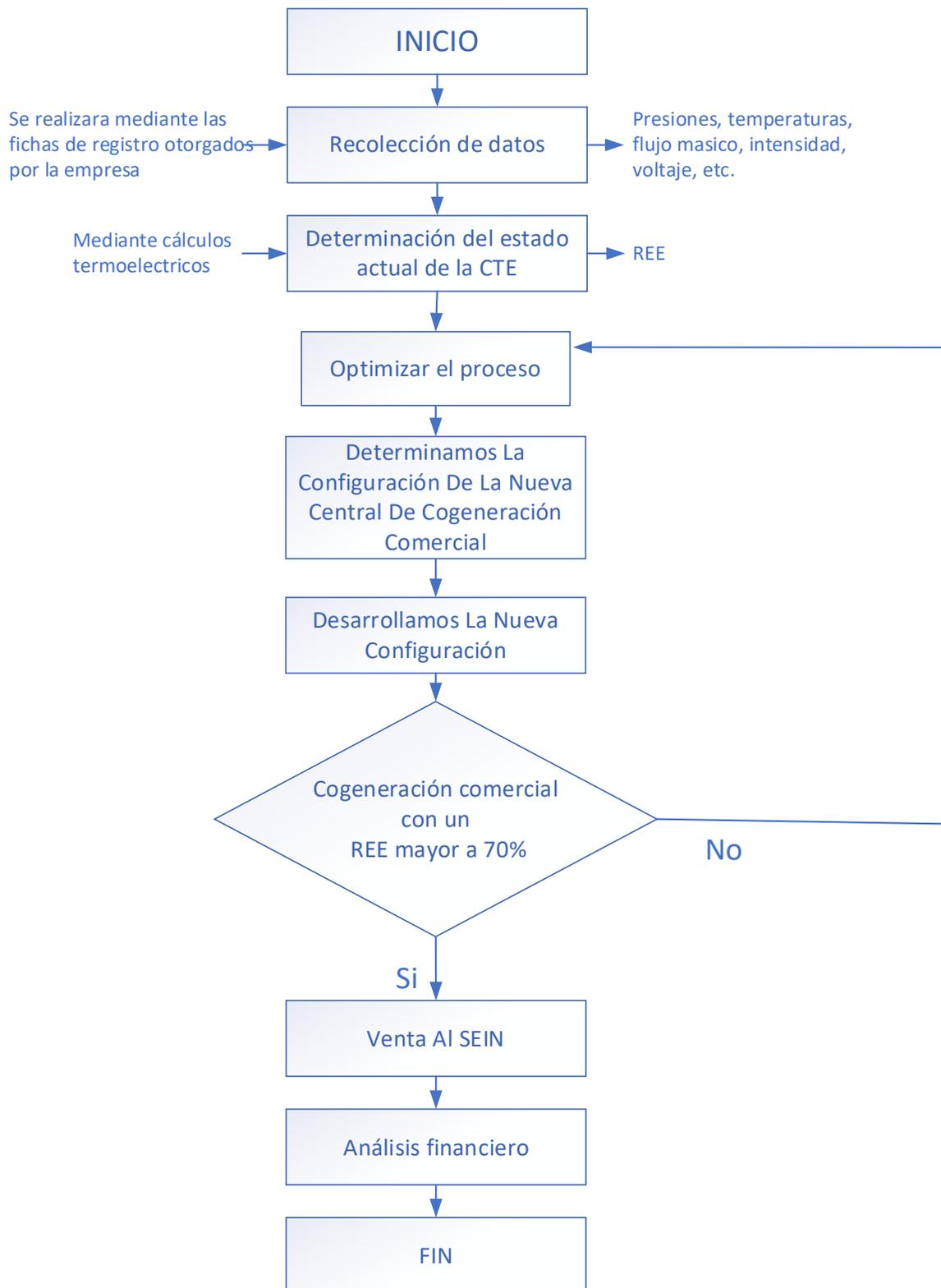
Análisis Documental

Es la técnica en la cual obtenemos datos provenientes de información recaudada como, informes, cuadro de Excel entre otros.

Ficha de registro

Es el instrumento en la cual hacemos la transferencia de datos del análisis documental proveniente de cuadro de Excel a nuestra ficha de registro elaborada por los autores en formato Excel u otro tipo de formato.

3.4. Procedimiento



3.5. Método de análisis de datos

Para procesar los datos obtenidas de la de observación y análisis documental, se realizará con programas estadísticos, mediante hojas de cálculo, diagrama de barras, cálculos financieros ya que esto nos permitirá determinar los resultados de cada objetivo específico para realizar la comparación entre la central existente (estándar) y la nueva central mejorada.

3.6. Aspectos éticos

Los investigadores del presente proyecto de investigación, son conscientes de un bien monetario (posesión intelectual de la sociedad), esto enreda a proteger la particularidad y factibilidad de los datos recaudados y además de solo conseguir los necesarios para realizar la presente investigación, como también resguardar la identidad de los colaboradores de la central termoeléctrica AGROAURORA S.A.C.

IV. RESULTADOS

4.1. Promedio obtenido mediante la ficha de registro

Muestras	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	PROMEDIO
Hora	8:00	8:20	8:40	9:00	9:20	9:40	10:00	10:20	10:40	11:00	11:20	11:40	12:00	12:20	12:40	
Temp. Vapor a la salida de la caldera (°C)	550	555	550	545	547	450	547	594	568	605	590	595	552	580	592	580
Temp. Vapor al ingreso hacia turbina (°C)	550	555	550	545	547	450	547	594	568	605	590	595	552	580	592	580
Temp. Vapor de escape de turbina (°C)	180	192	175	158	205	180	155	188	192	175	169	165	198	182	178	180
Presión Vapor de escape de caldero (bar)	70	63	452	81	70	51	73	65	62	62	53	84	73	53	61	65
Presión Vapor a la entrada de la turbina (bar)	70	63	452	81	70	51	73	65	62	62	53	84	73	53	61	65
Presión Vapor a la salida de la turbina (bar)	2.5	4.7	2.5	4.4	3.2	3.3	3.4	2.8	3.5	3.5	4.6	2.7	3.6	2.9	2.5	3
Temp. En la cámara de Combustión (°C)	850	860	850	843	844	850	847	844	848	853	850	840	851	849	850	842
Temp. Ambiente (°C)	20	22	21	20	20.5	24	24.3	21.3	19	20.25	20.7	23	21.9	19.4	22	23.1
Temp. Agua de alimentación (°C)	120	115	103	100	109	121	115	115	123	118	117	101	124	118	119	115

Tabla 3 Ficha de registro
Fuente: Elaboración propia de los Autores

4.2. Balance de energía y masa de la central termoeléctrica

4.2.1. Balance de energía y masa en turbina a contrapresión.

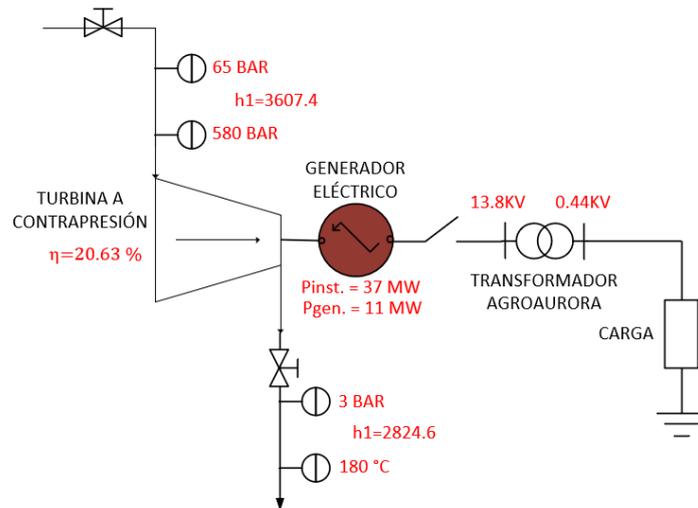
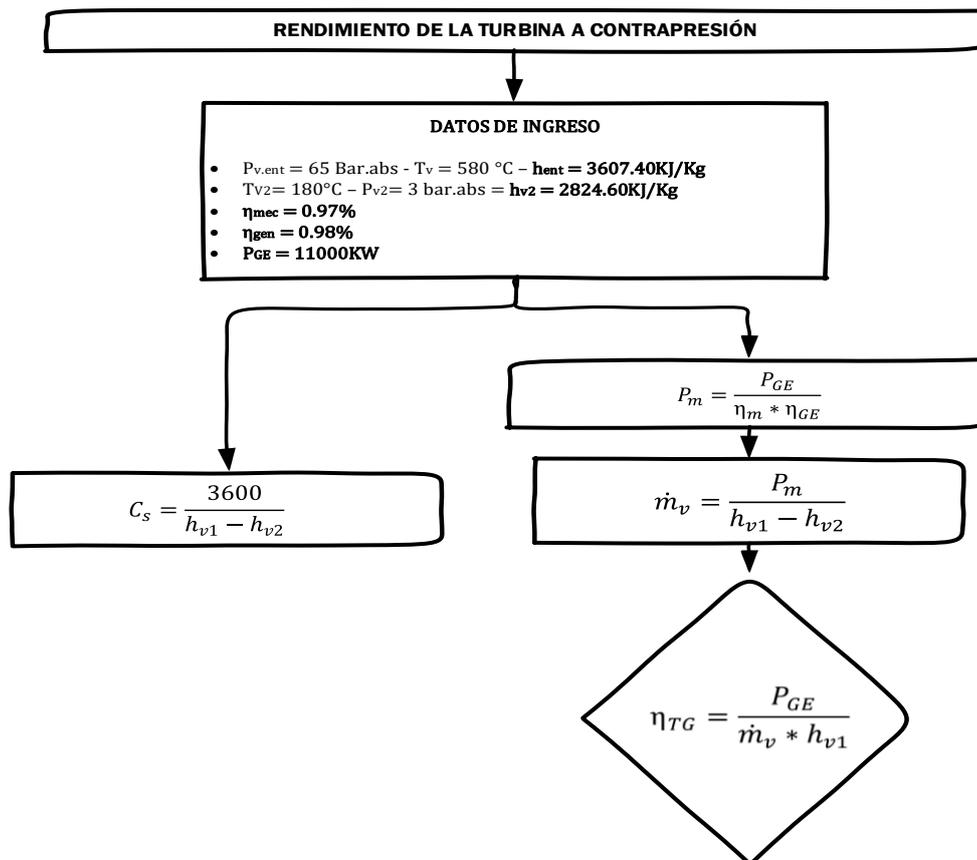


figura 5 Estado situacional del turbogenerador
Fuente: Elaboración propia de los Autores



TURBINA A CONTRAPRESIÓN							
Ecuaciones empleadas para los cálculos							
Potencia mecánica: $P_m * \eta_m * \eta_e = P_{GE}$				Rendimiento en turbogenerador: $\eta_{TG} = \frac{P_{GE}}{\dot{m}_v * h_{v1}}$			
Flujo másico de vapor sobrecalentado $P_m = \dot{m}_v(h_{v1} - h_{v2})$				Consumo específico en el turbogenerador $C_s = \frac{3600}{h_{v1} - h_{v2}}$			
INGRESO DE DATOS				RESULTADOS			
1	Pvapor de entrada	65	bar @	1	Entalpia vapor de entrada	3607.40	KJ/Kg
2	Tvapor sobrecalentado	580	°C	2	Entalpia vapor de salida	2824.60	KJ/Kg
3	Pvapor de salida	3	bar @	3	Potencia mecánica	11571.64	KW
4	tvapor salida	180	°C	4	flujo masico vapor sobrecalentado	14.78	Kg/s
5	Rendim. Mec	97	%	5	Rendimiento del turbogenerador	20.63	%
6	Reindim. Gen.	98	%	6	Consumo específico (turbogenerador)	4.60	Kg v/KWh
7	Pot. Generador	11000	KW				

Tabla 4 balance a la turbina a contrapresión en condiciones actuales
Fuente: Elaboración propia de los Autores

Se efectuó el balance a la turbina a contrapresión teniendo en cuenta los valores en condiciones actuales. Estos datos fueron calculados con la ayuda del software Excel utilizando las ecuaciones presentadas anteriormente consiguiendo los resultados los datos que son visualizados en la table N°5.

4.2.2. Balance de energía y masa en caldero

El caldero genera 100 Ton/h de vapor sobrecalentado teniendo un gasto de bagazo de 48 Ton/h, teniendo una presión absoluta de 65 bar con temperatura de 580°C. el bagazo ingresa a 30°C con un CP de 3.5 KJ/kgC, el poder calorifico interior del combustible es 7650 KJ/kg teniendo una humedad relatividad 53%. teniendo esta data se emplea las ecuaciones siguientes.

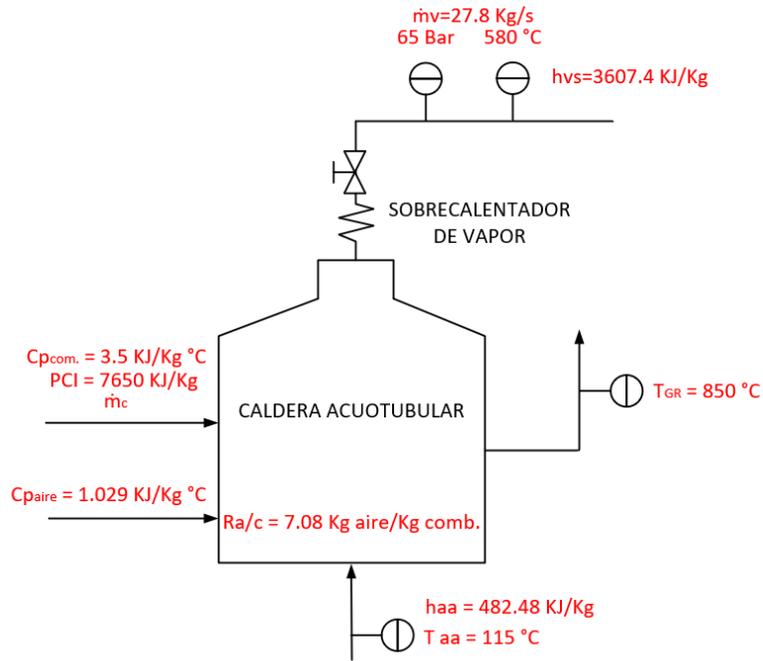
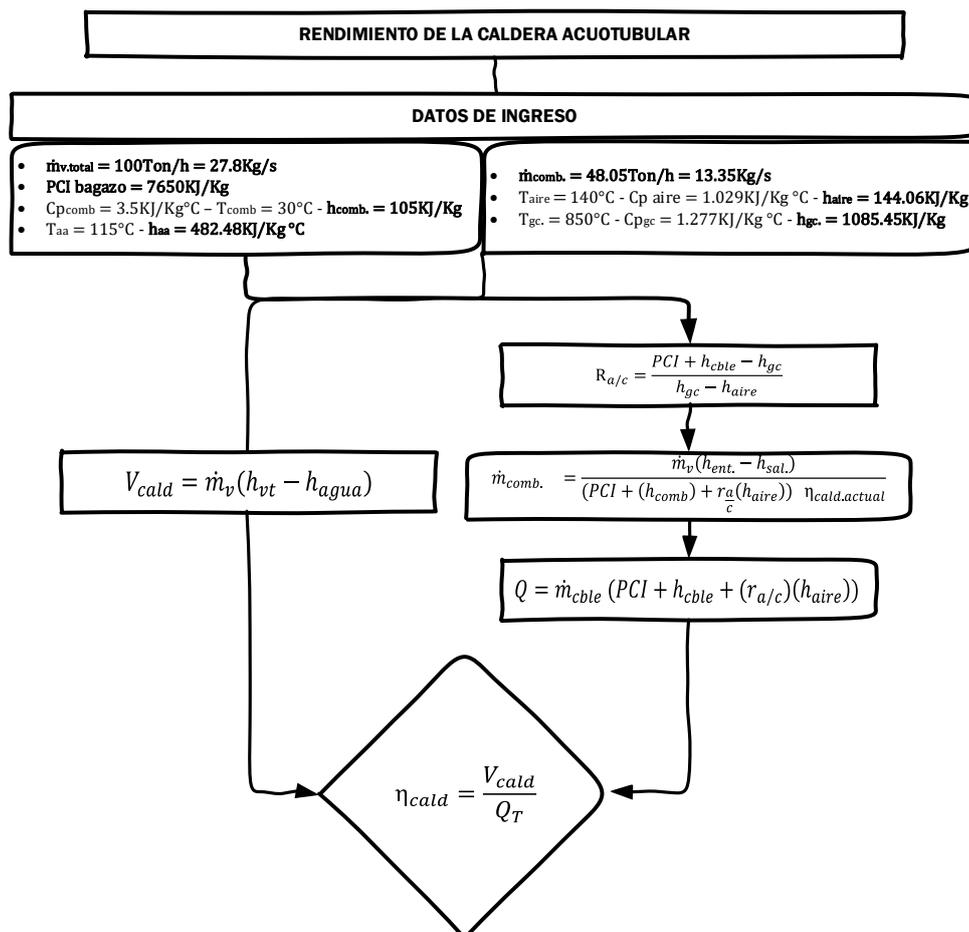


figura 6 parámetros actuales, caldera acuotubular
Fuente: Elaboración propia de los Autores



CALDERA ACUOTUBULAR							
Ecuaciones empleadas para los cálculos							
Rendimiento de la caldera actual: $\eta_{calda} = \frac{V_{calda}}{Q_T}$				Relación aire combustible: $R_{a/c} = \frac{PCI + h_{cble} - h_{gc}}{h_{gc} - h_{aire}}$			
Calor util en la caldera $V_{calda} = \dot{m}_v (h_{vt} - h_{agua})$				Calor Total $Q = \dot{m}_{cble} (PCI + h_{cble} + (r_{a/c})(h_{aire}))$			
INGRESO DE DATOS				RESULTADOS			
1	Flujo masico vapor total	100	Ton/h	1	Relacion aire combustible	7.08	Kg aire/Kg comb.
2		27.8	Kg/s		Calor util en caldera	86803.3333	KW
3	PCI bagazo	7650	KJ/Kg	2	Calor total	117139.3	KW
4	Cp combustible	3.5	KJ/Kg°C	3	Rendimiento actual de la caldera	74.1	%
5	Tcombustible	30	°C	4			
6	Entalpia del comb.	105	KJ/Kg				
7	Entalpia de agua de alimentación	482.48	KJ/Kg °C				
8	Tagua de alimentación	115	°C				
9	Flujo masico comb.	48.05	Ton/h				
		13.35	Kg/s				
10	Taire	140	°C				
11	Cp aire	1.029	KJ/Kg °C				
12	Entalpia del aire	144.06	KJ/Kg				
13	Tgases de comb.	850	°C				
14	Cp gases de comb	1.277	KJ/Kg °C				
15	Entalpia de gases de comb.	1085.45	KJ/Kg				

Tabla 5 Balance caldero acuotubular en condiciones actuales
Fuente: Elaboración de propia de los Autores

Temperatura (°C)	Presión de vapor (kPa)	Volumen específico (m³/kg)		Entalpia (kJ/kg)		Entropia (kJ/kg · K)	
		Líquido	Vapor saturado	Líquido	Vapor saturado	Líquido	Vapor saturado
0.01	0.6113	0.0010002	206.136	0.00	2501.4	0.0000	9.1562
3	0.7577	0.0010001	168.132	12.57	2506.9	0.0457	9.0773
6	0.9349	0.0010001	137.734	25.20	2512.4	0.0912	9.0003
9	1.1477	0.0010003	113.386	37.80	2517.9	0.1362	8.9253
12	1.4022	0.0010005	93.784	50.41	2523.4	0.1806	8.8524
15	1.7051	0.0010009	77.926	62.99	2528.9	0.2245	8.7814
18	2.0640	0.0010014	65.038	75.58	2534.4	0.2679	8.7123
21	2.487	0.0010020	54.514	88.14	2539.9	0.3109	8.6450
24	2.985	0.0010027	45.883	100.70	2545.4	0.3534	8.5794
25	3.169	0.0010029	43.360	140.89	2547.2	0.3674	8.5580
27	3.567	0.0010035	38.774	113.25	2550.8	0.3954	8.5156
30	4.246	0.0010043	32.894	125.79	2556.3	0.4369	8.4533
33	5.034	0.0010053	28.011	138.33	2561.7	0.4781	8.3927
36	5.947	0.0010063	23.940	150.86	2567.1	0.5188	8.3336
40	7.384	0.0010078	19.523	167.57	2574.3	0.5725	8.2570
45	9.593	0.0010099	15.258	188.45	2583.2	0.6387	8.1648
50	12.349	0.0010121	12.032	209.33	2592.1	0.7038	8.0763
55	15.758	0.0010146	9.568	230.23	2600.9	0.7679	7.9913
60	19.940	0.0010172	7.671	251.13	2609.6	0.8312	7.9096
65	25.03	0.0010199	6.197	272.06	2618.3	0.8935	7.8310
70	31.19	0.0010228	5.042	292.98	2626.8	0.9549	7.7553
75	38.58	0.0010259	4.131	313.93	2635.3	1.0155	7.6824
80	47.39	0.0010291	3.407	334.91	2643.7	1.0753	7.6122
85	57.83	0.0010325	2.828	355.90	2651.9	1.1343	7.5445
90	70.14	0.0010360	2.361	376.92	2660.1	1.1925	7.4791
95	84.55	0.0010397	1.9819	397.96	2668.1	1.2500	7.4159
100	101.35	0.0010435	1.6729	419.04	2676.1	1.3069	7.3549
105	120.82	0.0010475	1.4194	440.15	2683.8	1.3630	7.2958
110	143.27	0.0010516	1.2102	461.30	2691.5	1.4185	7.2387
115	169.06	0.0010559	1.0366	482.48	2699.0	1.4734	7.1833
120	198.53	0.0010603	0.8919	503.71	2706.3	1.5276	7.1296
125	232.1	0.0010649	0.7706	524.99	2713.5	1.5813	7.0775
130	270.1	0.0010697	0.6685	546.31	2720.5	1.6344	7.0269

Tabla 6 tabla de vapor saturado y del agua
Fuente: termodinámica Cengel

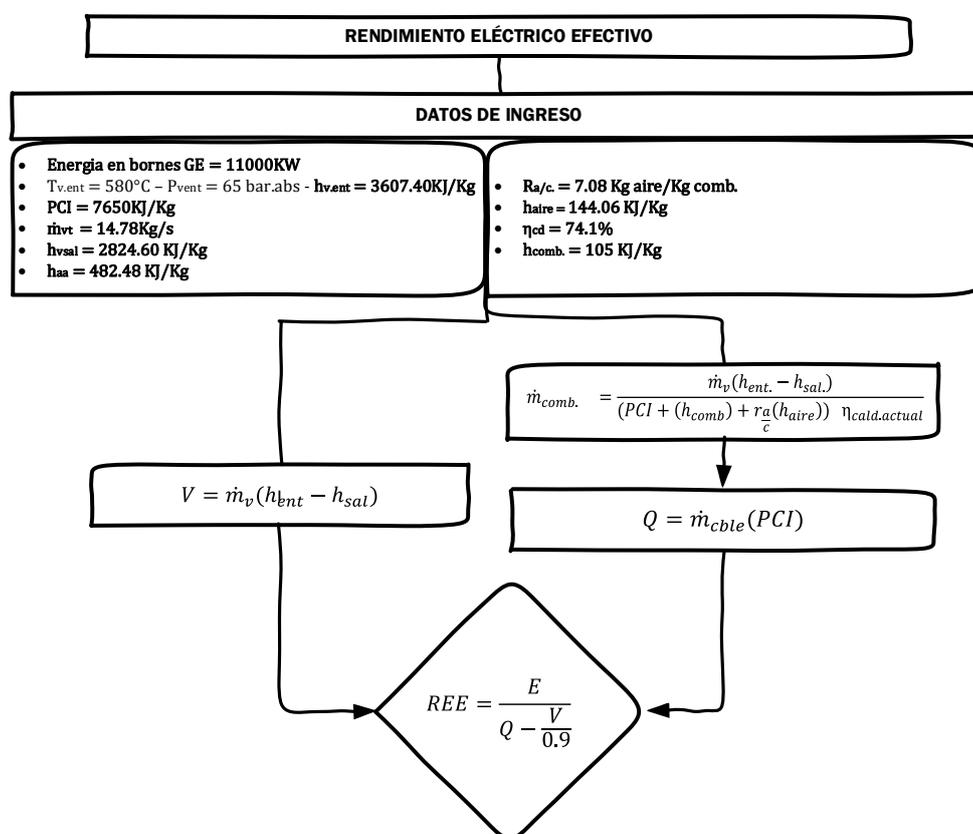
Se realizó el balance al caldero acuatubular teniendo en cuenta los valores en condiciones actuales. Estos datos fueron calculados con la ayuda del software Excel utilizando las ecuaciones presentadas anteriormente consiguiendo resultados los datos que se muestran en la tabla N°7.

4.2.3. Rendimiento Eléctrico Efectivo en condiciones de operación Actual.

Según el Reglamento Supremo N°082-2007 “Reglamento de Cogeneración comercial”, obliga que como requisito imperceptible el Rendimiento Eléctrico Efectivo (REE), en nuestra situación ya que contamos con una turbina a contrapresión sería 0.70 como muestra la siguiente tabla.

Tecnología / Combustible	Rendimiento Eléctrico Efectivo (REE)
Turbina de vapor a contrapresión	0,70
Turbina de vapor de extracción	0,58
Turbina de gas de ciclo simple	0,55
Turbina de gas de ciclo combinado	0,55
Motores de combustión interna	0,55
Biomasa (*)	0,30

Tabla 7 Reglamento de cogeneración comercial



RENDIMIENTO ELÉCTRICO EFECTIVO					
Ecuaciones empleadas para los cálculos					
Rendimiento eléctrico efectivo: $REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{0.9}}$			Flujo masico de combustible $\dot{m}_{comb.} = \frac{\dot{m}_v(h_{ent.} - h_{sal.})}{(PCI + (h_{comb}) + r_a^a(h_{aire})) \eta_{cald.actual}}$		
Calor total: $Q = \dot{m}_{cble}(PCI)$			Calor util $V = \dot{m}_v(h_{ent} - h_{sal})$		
INGRESO DE DATOS			RESULTADOS		
1	Energía en bornes GE	11000 KW	1	Entalpia vapor salida de cald.	2824.60 KJ/Kg
2	Tvapor salida de cald.	580 °C	2	Entalpia vapor de salida del cond. Ind.	605.30 KJ/Kg
3	PCI	7650 KJ/Kg	3	Flujo masico de combustible	7.1 Kg/s
4	Flujo masico de vapor	14.78 Kg/s	4	Calor total	54341.58 KW
5	Entalpia de vapor entrada a la caldera	3607.40 KJ/Kg	5	Calor útil	32806.51 KW
6	Entalpia de vapor a la salida de la turbina	2824.60 KJ/Kg	6	Rendimiento electrico efectivo (REE)	61.49 %
7	Entalpia de agua de alimentacion	482.48 KJ/Kg	7		
8	Relación aire/comb.	7.08 Kg aire/Kg comb.	8		
9	Entalpia del aire	144.06 KJ/Kg	9		
10	Rendimiento de la cald	74.1 %	10		
	Entalpia del comb.	105	11		
			12		

Tabla 8 Resultado del Rendimiento Eléctrico Efectivo
Fuente: Elaboración propia de los Autores

4.2.4. Balance en el saturado de vapor

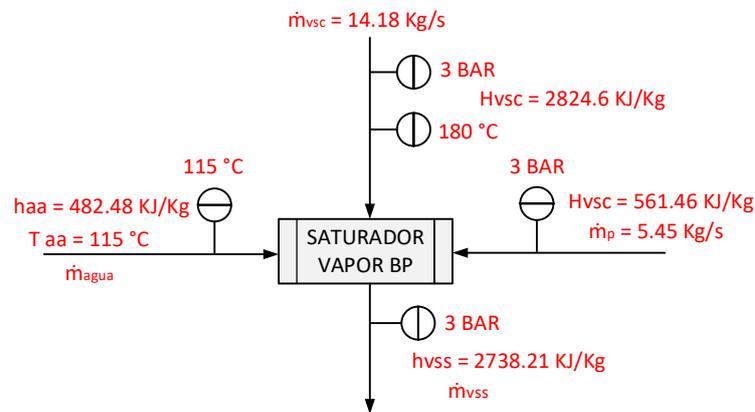


figura 7 parámetros actuales de operación, saturador de vapor
Fuente: Elaboración propia de los Autores

Balance de energía en saturador

$$\dot{m}_{agua} * h_{agua} + \dot{m}_{vsc} * h_{vsc} + \dot{m}_p * h_p = \dot{m}_{vss} * h_{ss}$$

$$\dot{m}_{agua} * h_{agua} + \dot{m}_{vsc} * h_{vsc} + \dot{m}_p * h_p = h_{vss}(\dot{m}_{agua} + \dot{m}_{vsc} + \dot{m}_p)$$

$$\dot{m}_{agua} * 482.48 + 14.18 * 2824.6 + 5.45 * 561.46 = 2738.21(\dot{m}_{agua} + 14.18 + 5.45)$$

$$\dot{m}_{agua} = 0.94 \text{ Kg/s}$$

4.2.5. Balance de energía y masa en intercambiador condensador para la determinación del gasto de fluido de condensado

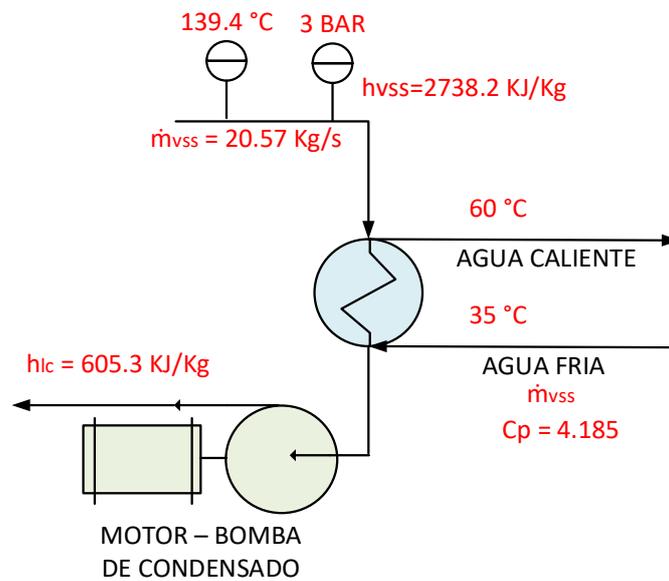


figura 8 parámetros actuales de operación, condensador
Fuente: Elaboración propia de los Autores

Balance de energía en condensador industrial

$$V = \dot{m}_{vss} * (h_{vss} - h_{lc}) = \dot{m}_{agua} * cp_{agua} * (T_{a2} - T_{a1})$$

$$V = 20.57(2738.2 - 605.3) = \dot{m}_{agua}(4.185)(60 - 35)$$

$$\dot{m}_{agua} = 419.34 \text{ Kg/s}$$

Tenemos:

- Flujo masico de vapor saturado seco (\dot{m}_{vss}): 25.51 Kg/s
- Entalpia de vapor saturado seco (h_{vss}): 2738.21 KJ/Kg
- Entalpia de líquido condensado (h_{lc}): 605.23 KJ/
- Temperatura de agua fría (T_{agf}): 35°C
- Temperatura de agua caliente (T_{agc}): 60 °C
- El calor específico (cp_{agua}): 4.185 KJ/Kg °C

4.2.6. Balance en el desgasificador

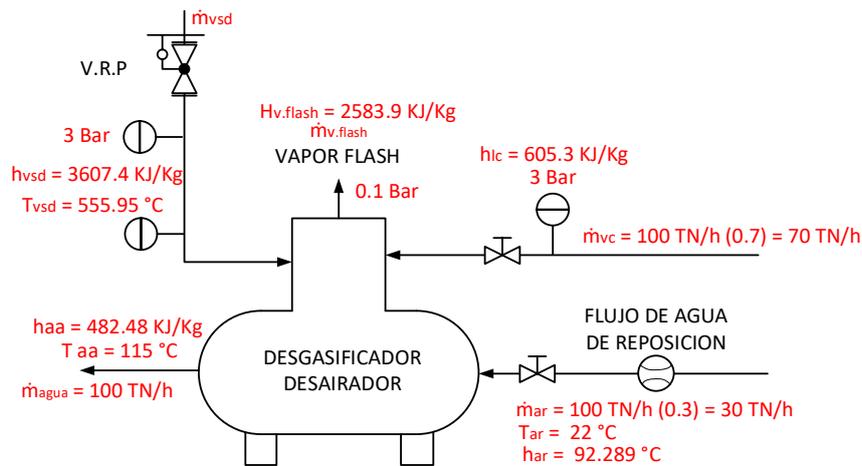


figura 9 Balance en desgasificador en condiciones actuales
Fuente: Elaboración propia de los Autores

Equilibrio de masa en el desgasificador

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vsd} + \dot{m}_{vc} + \dot{m}_{ar} &= \dot{m}_{v,flas} + \dot{m}_{agua} \\ \dot{m}_{vsd} + 70 + 30 &= \dot{m}_{v,flas} + 100 \\ \dot{m}_{vsd} &= \dot{m}_{v,flas} \end{aligned}$$

Balance de energía en el desgasificador

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vsd}h_{vsd} + \dot{m}_{vc}h_{vc} + \dot{m}_{ar}h_{ar} &= \dot{m}_{v,flas}h_{v,flas} + \dot{m}_{agua}h_{agua} \\ \dot{m}_{vsd}(3607.4) + 70(561.46) + 30(92.289) &= \dot{m}_{vsd}(2583.9) + 100(482.48) \\ \dot{m}_{vsd} &= 6.03 \text{ TN/h} = 1.67 \text{ Kg/s} \end{aligned}$$

4.2.7. Flujo masico a procesos.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{v,proc} &= \dot{m}_{vsct} - \dot{m}_{vsd} - \dot{m}_{vturbina} \\ \dot{m}_{v,proc} &= 100 - 6.03 - 53.2 \\ \dot{m}_{v,proc} &= 40.77 \text{ TN/h} \\ \dot{m}_{v,proc} &= 11.325 \text{ Kg/s} \end{aligned}$$

Configuraciones requeridas en base a auditoria.

Se deberá aumentar el flujo en su totalidad de escape en el caldero CFW para llegar a su capacidad máxima

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	
CAPACIDAD	20 t / h hasta 120 t / h de vapor.
PRESIÓN OPERACIONAL	75 kgf / cm ² . = 65 bar
TEMPERATURA DE VAPOR FINAL	Hasta 590°C.
APOYO	En la base o en la parte superior.
COMBUSTIBLE	Bagazo de caña de azúcar

Tabla 9 Características técnicas de la caldera CFW acuotubular
Fuente: Caldema

Se deberá aumentar el flujo de combustible, necesario como poder generar el incremento en MW

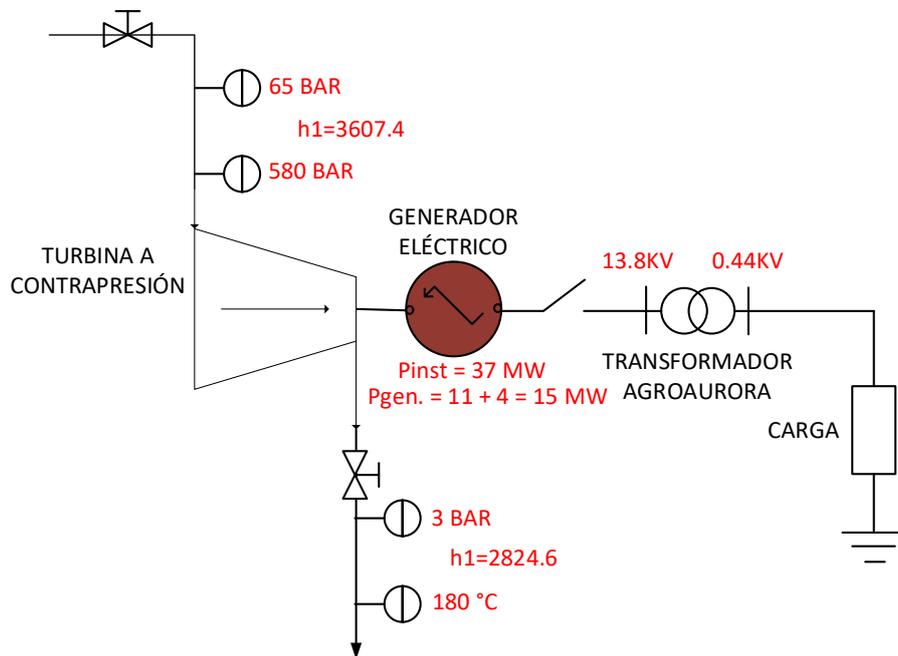
GENERADOR ELÉCTRICO		
CENTRAL		C.T. AGROAURORA
GRUPO		AGROAURORA
DISPONIBILIDAD		
POTENCIA EFECTIVA	MW	11.000
POTENCIA NOMINAL	MW	37.000

Tabla 10 Valores del Generador eléctrico
Fuente: Elaboración propia de los Autores

Aplicando lo anteriormente descrito se deberá obtener un Rendimiento eléctrico efectivo permitido por el reglamento de cogeneración, para posterior mente a ello ser comercializado al Sistema Eléctrico Interconectado.

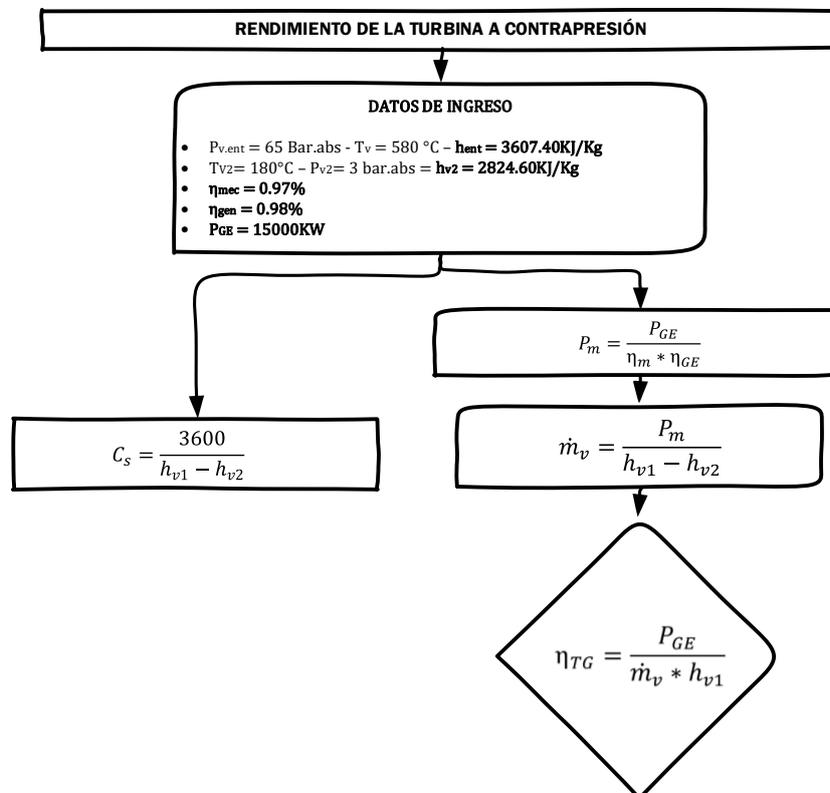
4.3. Balance de energía y masa en constancias de mejoramiento.

4.3.1. Flujo masico de vapor sobrecalentado que se requiere para llegar a generar un incremento de 4MW de EE.



e,

figura 10 Estado del turbogenerador mejorado
Fuente: Elaboración propia de los Autores



TURBINA A CONTRAPRESIÓN					
Ecuaciones empleadas para los cálculos					
Potencia mecánica: $P_m * \eta_m * \eta_e = P_{GE}$			Rendimiento en turbogenerador: $\eta_{TG} = \frac{P_{GE}}{\dot{m}_v * h_{v1}}$		
Flujo másico de vapor sobrecalentado $P_m = \dot{m}_v(h_{v1} - h_{v2})$			Consumo específico en el turbogenerador $C_s = \frac{3600}{h_{v1} - h_{v2}}$		
INGRESO DE DATOS			RESULTADOS		
1	Pvapor de entrada	65 bar @	1	Entalpia vapor de entrada	3607.40 KJ/Kg
2	Tvapor sobrecalentado	580 °C	2	Entalpia vapor de salida	2824.60 KJ/Kg
3	Pvapor de salida	3 bar @	3	Potencia mecánica	15779.51 KW
	tvapor salida	180 °C		flujo masico vapor sobrecalentado	72.57 TN/h
4	Rendim. Mec	97 %	4		20.16 Kg/s
5	Reindim. Gen.	98 %	5	Rendimiento del turbogenerador	20.63 %
6	Pot. Generador	15000 KW	6	Consumo especifico (turbogenerador)	4.60 Kg v/KWh

Tabla 11 Estado de la turbina a contrapresión mejorada
Fuente: Elaboración propia de los Autores

Para poder generar 15 MW de energía eléctrica se necesita alimentar la turbina con 72.57 Ton/h de sobrecalentamiento de vapor, consumiendo el excedente de flujo masico de vapor sobrecalentado de 5.38 Kg/s que es equivalente a 19.368TN/h comparado con el consumo específico en circunstancias presentes

4.3.2. Balance de energía y masa en caldero acuotubular para la evaluación del consumo de combustible.

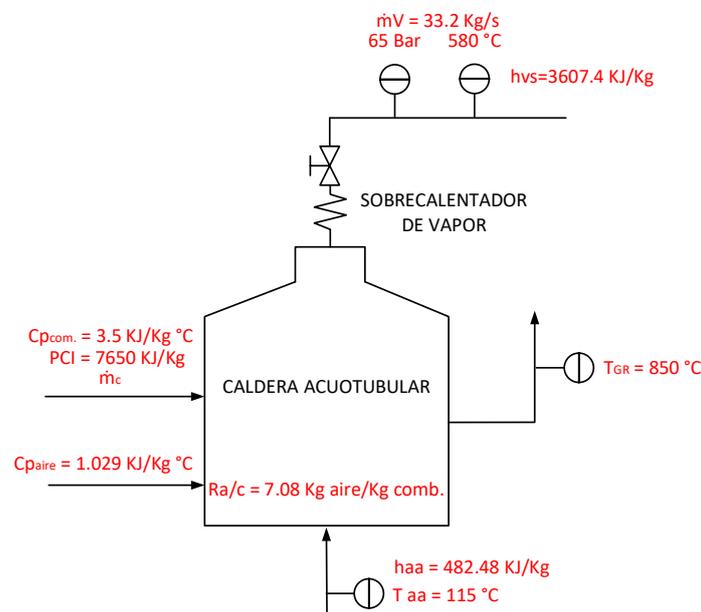
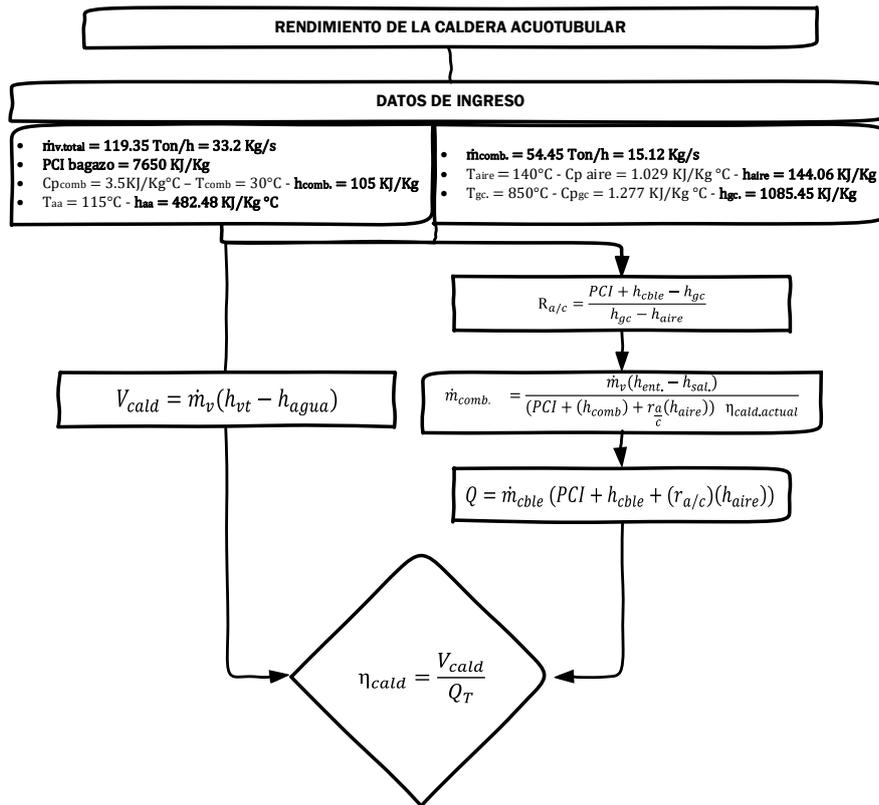


figura 11 Estado de la caldera Acuotubular mejorada
Fuente: Elaboración propia de los Autores



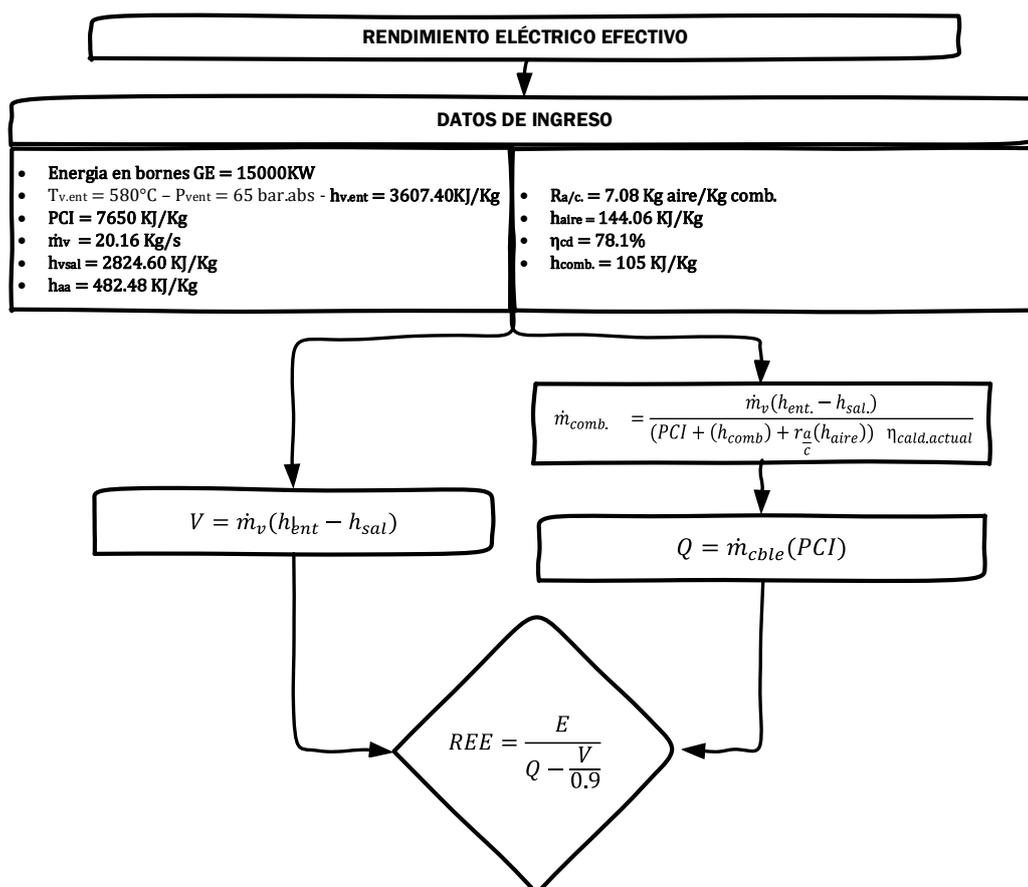
CALDERA ACUOTUBULAR					
Ecuaciones empleadas para los cálculos					
Rendimiento de la caldera actual: $\eta_{cald} = \frac{V_{cald}}{Q_T}$			Relación aire combustible: $R_{a/c} = \frac{PCI + h_{cble} - h_{gc}}{h_{gc} - h_{aire}}$		
Calor util en la caldera $V_{cald} = \dot{m}_v (h_{vt} - h_{agua})$			Calor Total $Q = \dot{m}_{cble} (PCI + h_{cble} + (r_{a/c})(h_{aire}))$		
INGRESO DE DATOS			RESULTADOS		
1	Flujo masico vapor total	119.35 Ton/h	1	Relacion aire combustible	7.08 Kg aire/Kg comb.
2		33.2 Kg/s	2	Calor util en caldera	103598.039 KW
3	PCI bagazo	7650 KJ/Kg	3	Calot total	131065.7 KW
4	Cp combustible	3.5 KJ/Kg°C	4	Rendimiento actual de la caldera	79.0 %
5	Tcombustible	30 °C			
6	Entalpia del comb.	105 KJ/Kg			
7	Entalpia de agua de alimentación	482.48 KJ/Kg °C			
8	Tagua de alimentación	115 °C			
9	Flujo masico comb.	53.77 Ton/h			
		14.94 Kg/s			
10	Taire	140 °C			
11	Cp aire	1.029 KJ/Kg °C			
12	Entalpia del aire	144.06 KJ/Kg			
13	Tgases de comb.	850 °C			
14	Cp gases de comb	1.277 KJ/Kg °C			
15	Entalpia de gases de comb.	1085.45 KJ/Kg			

Tabla 12 Estado situacional de la caldera acuotubular mejorada
Fuente: Elaboración propia de los Autores

Como se observa en la (tabla N.ª 13) en condiciones de mejora, la producción de vapor de la caldera aumento en 19.35 TN/h dando un total de 119.35 TN/h de vapor sobrecalentado. Para la generación de esta cantidad de vapor sobrecalentado se necesita consumir 53.77 TN/h equivalente a 14.94 Kg/s, consumiendo un excedente de 1.77 Kg/s de flujo masico de combustible.

4.3.3. Rendimiento eléctrico efectivo en condiciones de mejora

Para realizar los cálculos de REE nos basamos en la misma metodología que se realizó en condiciones actuales, en los cuales se procede a realizar los cálculos de REE en condiciones de mejora respetando las normas de cogeneración nacionales (Perú)



RENDIMIENTO ELÉCTRICO EFECTIVO					
Ecuaciones empleadas para los cálculos					
Rendimiento eléctrico efectivo: $REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{0.9}}$			Flujo masico de combustible $\dot{m}_{comb.} = \frac{\dot{m}_v(h_{ent.} - h_{sal.})}{(PCI + (h_{comb}) + r_a \frac{h_{aire}}{c}) \eta_{cald.actual}}$		
Calor total: $Q = \dot{m}_{cble}(PCI)$			Calor util $V = \dot{m}_v(h_{ent} - h_{sal})$		
INGRESO DE DATOS			RESULTADOS		
1	Energía en bornes GE	15000 KW	1	Entalpia vapor salida de cald.	2824.60 KJ/Kg
2	Tvapor salida de cald.	580 °C	2	Entalpia vapor de salida del cond. Ind.	605.30 KJ/Kg
3	PCI	7650 KJ/Kg	3	Flujo masico de combustible	9.2 Kg/s
4	Flujo masico de vapor	20.16 Kg/s	4	Calor total	70350.14 KW
5	Entalpia de vapor entrada a la caldera	3607.40 KJ/Kg	5	Calor útil	44736.15 KW
6	Entalpia de vapor a la salida de la turbina	2824.60 KJ/Kg	6	Rendimiento electrico efectivo (REE)	72.66 %
7	Entalpia de agua de alimentacion	482.48 KJ/Kg	7		
8	Relación aire/comb.	7.08 Kg aire/Kg	8		
9	Entalpia del aire	144.06 KJ/Kg	9		
10	Rendimiento de la cald	78.1 %	10		
	Entalpia del comb.	105	11		
			12		

Tabla 13 Rendimiento Eléctrico Efectivo mejorado
Fuente: Elaboración propia de los Autores

4.3.4. Balance en el saturado de vapor

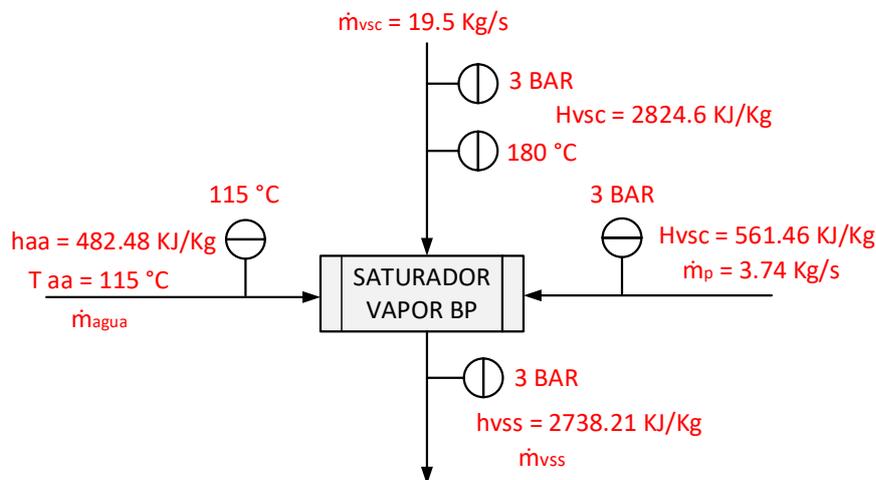


figura 12 parámetros actuales de operación, saturador de vapor
fuente: Elaboración propia de los Autores

Balance de energía en saturador

$$\dot{m}_{agua} * h_{agua} + \dot{m}_{vsc} * h_{vsc} + \dot{m}_p * h_p = \dot{m}_{vss} * h_{ss}$$

$$\dot{m}_{agua} * h_{agua} + \dot{m}_{vsc} * h_{vsc} + \dot{m}_p * h_p = h_{vss}(\dot{m}_{agua} + \dot{m}_{vsc} + \dot{m}_p)$$

$$\dot{m}_{agua} * 482.48 + 19.5 * 2824.6 + 3.74 * 561.46 = 2738.21(\dot{m}_{agua} + 19.5 + 3.74)$$

$$\dot{m}_{agua} = 1.8 \text{ Kg/s}$$

4.3.5. Balance de energía y masa de intercambiador hacia la determinación del gasto de condensado de agua

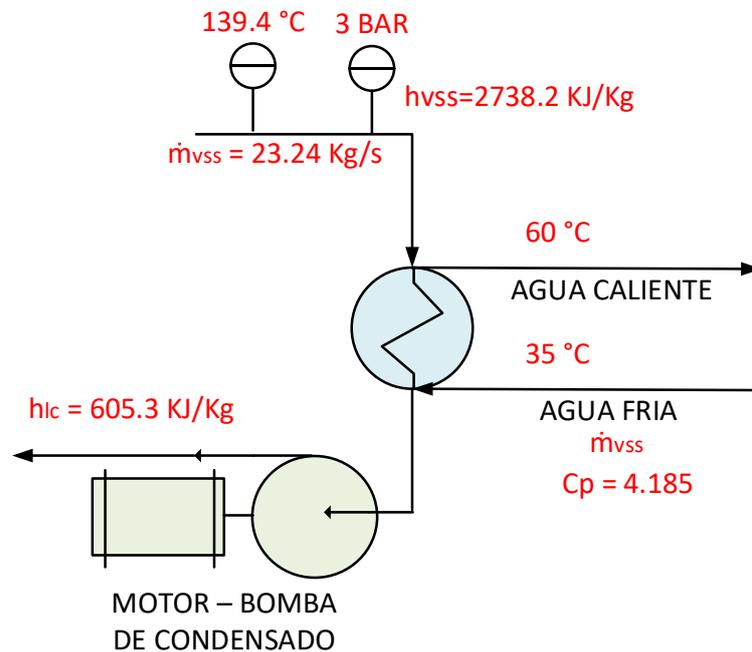


figura 13 parámetros actuales de operación, condensador
Fuente: Elaboración propia de los Autores

Balance de energía en condensador industrial

$$V = \dot{m}_{vss} * (h_{vss} - h_{lc}) = \dot{m}_{agua} * cp_{agua} * (T_{a2} - T_{a1})$$

$$V = 23.24(2738.2 - 605.3) = \dot{m}_{agua}(4.185)(60 - 35)$$

$$\dot{m}_{agua} = 473.77 \text{ Kg/s}$$

Tenemos:

- Flujo masico de vapor saturado seco (\dot{m}_{vss}): 25.51 Kg/s
- Entalpia de vapor saturado seco (h_{vss}): 2738.21 KJ/Kg
- Entalpia de líquido condensado (h_{lc}): 605.23 KJ/
- Temperatura de agua fría (T_{agf}): 35°C
- Temperatura de agua caliente (T_{agc}): 60 °C
- El calor especifico (cp_{agua}): 4.185 KJ/Kg °C

4.3.6. Balance en el desgasificador

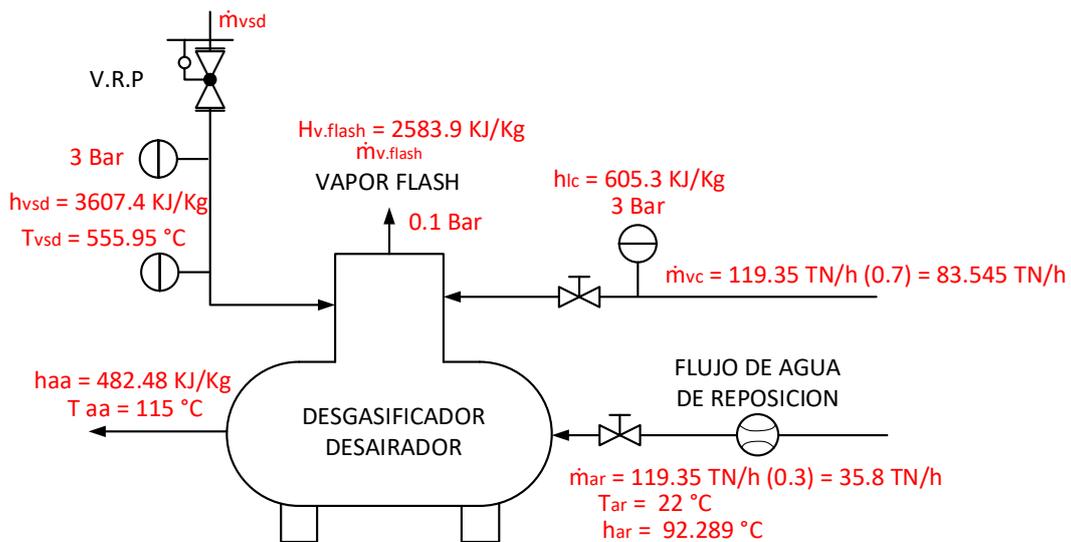


figura 14 Balance en desgasificador en condiciones actuales

Fuente: Elaboración propia de los Autores

Equilibrio de masa en el desgasificador

$$\dot{m}_{vds} + \dot{m}_{vc} + \dot{m}_{ar} = \dot{m}_{v,flas} + \dot{m}_{agua}$$

$$\dot{m}_{vds} + 83.545 + 35.805 = \dot{m}_{v,flas} + 119.35$$

$$\dot{m}_{vds} = \dot{m}_{v,flas}$$

Balance de energía en el desgasificador

$$\dot{m}_{vds}h_{vds} + \dot{m}_{vc}h_{vc} + \dot{m}_{ar}h_{ar} = \dot{m}_{v,flas}h_{v,flas} + \dot{m}_{agua}h_{agua}$$

$$\dot{m}_{vds}(3607.4) + 83.545(605.3) + 35.8(92.289) = \dot{m}_{vds}(2583.9) + 119.35(482.48)$$

$$\dot{m}_{vds} = 7.66 \text{ TN/h} = 2.13 \text{ Kg/s}$$

4.3.7. Flujo masico a procesos.

$$\dot{m}_{v,proc} = \dot{m}_{vsct} - \dot{m}_{vds} - \dot{m}_{vturbina}$$

$$\dot{m}_{v,proc} = 119.35 - 7.66 - 72.576$$

$$\dot{m}_{v,proc} = 39.14 \text{ TN/h}$$

$$\dot{m}_{v,proc} = 10.865 \text{ Kg/s}$$

4.4. DIMENSIONAMIENTO DE REFRIGERACIÓN:

4.4.1. Calor útil para sistema de enfriamiento:

$$\dot{Q}_{util} = \dot{m}_{agua} * c_{p_{agua}} * (T_{a2} - T_{a1})$$

$$\dot{Q}_{util} = 473.77 \frac{KJ}{s} * 4.18 \frac{KJ}{Kg} * (60 - 35)$$

$$\dot{Q}_{util} = 49508.96 \text{ KW}$$

4.4.2. Diseño y elección de la tubería de fluido de condensación

Hallar el caudal:

$$\dot{V}_{ac} = \frac{\dot{m}_{agua}}{\rho_{ac}}$$

Dónde:

- Flujo másico del agua de condensación, $\dot{m}_{ac} = 473.77 \frac{KJ}{s}$
- Densidad promedio del agua de condensación, $\rho_{ac} = 993 \text{ Kg/m}^3$

Caudal del fluido condensado

$$\dot{V}_{ac} = \frac{473.77}{997} = 0.477 \frac{m^3}{s} = 477 \frac{lt}{s}$$

Hallamos el diámetro interno:

$$\dot{V}_{ac} = U_{agua} * S$$

- Velocidad del fluido seleccionado: $U_{agua} = 2.25 \text{ m/s}$

$$0.477 \frac{m^3}{s} = 2.25 \frac{m}{s} * S$$

$$S = 0.212 \text{ m}^2$$

- El diámetro interior de la tubería:

$$\frac{\pi * d_{in}^2}{4} = S$$

$$d_{int} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0.215}{\pi}} = 0.5m = 500 \text{ mm} = 19.68 \text{ pulg}$$

- Regulación del diámetro de tubería: $D_n = 20$ pulg, SCH 40
- Datos normalizados de la tubería
- $D_{int} = 18.8$ pulg = 477.82 mm
- $\delta_t = 0.594$ pulg = 15.09 mm
- $D_{ext} = 20$ pulg = 508 mm

El tiempo de vida nominal proyecta para la tubería: no dice que dependiente de la velocidad de corrosión en tubería de acero es de 0.127 mm/año

$$T_{vida} = \frac{\delta}{c}$$

Dónde:

- T_{vida} : vida útil de la tubería
- C: corrosión de la tubería, C= 0.127 mm/año
- δ : Grosor de la tubería, 0.594 pulg=15.09 mm

$$T_{vida} = \frac{15.09 \text{ mm}}{0.127 \text{ mm/año}} = 118.8 \text{ AÑOS}$$

Regularizando la velocidad del agua:

$$U_{agua} = \frac{\dot{V}_{ac}}{S}$$

$$U_{agua} = \frac{0.477 \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi * 0.47782^2}{4}} = 2.66 \frac{m}{s}$$

4.4.3. Diseño de intercambiador de calor.

Obteniendo propiedades térmicas de los fluidos: Agua de condensación

- Temperatura media: $(60+35) / 2 = 47.5$

Parámetro físico	Densidad	Viscosidad dinámica	Conductividad térmica	Número de Prandtl
Valor	989.24	570.31*10 ⁻⁶	0.6377	3.7365
Unidad	kgm ³	Pa. s	Wm°C	Adimensional
Símbolo	ρ _{ac}	μ _{ac}	K _{ac}	Pr _{ac}

Tabla 14 Parámetros de operación
Fuente: Steam Calculator

Diámetro de los tubos de agua de condensación:

Normalizando la tubería Dn = 3/4 pulg, SCH 40 acero inoxidable

- d_{int} = 20.96 mm
- δ_t = 2.87 mm
- d_{ext} = 26.7 mm

Velocidad, flujo volumétrico unitario y número de tubos por cada paso en el condensador industrial por cada tubo de agua de condensación

Velocidad, U _{ac} (m/s)	Flujo unitario, V _{unit} (m ³ /s) $V_{unit} = U_{agua} * s$	Número de tubos por cada paso, N _{t/p} $N_{t/p} = \frac{\dot{m}_{agua}}{V_{unit} * \rho_{ac}}$
2.66	0.00091781	522

Tabla 15 Parámetros de selección
Fuente: Elaboración propia de los Autores

Factor de transferencia de temperatura interna, con respecto al liquido condensado.

Cálculo numérico de Reynolds, se define

$$Re_{ac} = \frac{\rho_{ac} * U_{ac} * d_{int}}{\mu_{ac}}$$

$$Re_{ac} = \frac{989.24 \frac{kg}{m^3} * 2.66 \frac{m}{s} * 0.05248 m}{570.31 * 10^{-6}} = 242139.78$$

Hallamos Nusselt

$$Nu_{ac} = 0.0263 * Pr_{ac}^{0.4} * Re_{ac}^{0.8}$$

$$Nu_{ac} = 0.0263 * 3.7365^{0.4} * 242139.78^{0.8}$$

$$Nu_{ac} = 904.05$$

Coefficiente de convección del agua de condensación

$$h_{int} = \frac{(Nu)_{ac} * K_{ac}}{d_{int}}$$

$$h_{int} = \frac{904.05 * 0.6377 \frac{W}{mC}}{0.02096 m} = 27505.37$$

4.4.4. Factor de transferencia de calor externa, referente al vapor

Propiedades termodinámicas del vapor a 3 bar

Parámetro físico	Densidad	Viscosidad dinámica	Conductivida d térmica	Número de Prandtl
Valor	931.81	220.534*10 ⁻⁶	0.68497	4.264
Unidad	kgm ³	Pa. s	Wm°C	Adimensional
Símbolo	ρ _v	μ _v	K _v	Pr _v

Tabla 16 Propiedades termodinámicas del vapor a 3 bar
Fuente: Elaboración propia de los Autores

$$Nu_v = 0.725 * (G_A * Pr_{ac} * K_U)^{\frac{1}{4}}$$

Invariante de Galilei:

$$G_A = \frac{(\rho_v^2 * g * d_{ext}^3)}{\mu_v^2}$$

$$G_A = \frac{931.81^2 \frac{Kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2} * 0.0267m^3}{(220.534 * 10^{-6})^2} = 3.326 * 10^9$$

Criterio de Kutateladze

$$Ku = \frac{lv}{C_{pv} * \Delta T}$$

El calor latente de vaporización

$$l_v = h_i - h_s$$

Entalpia a la entrada del condensador, $h_i=2738.2 \text{ KJ/Kg}$

Entalpia a la salida del condensador, $h_s=605.23 \text{ KJ/Kg}$

$$l_v = 2738.2 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 605.23 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 2132.97 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Diferencias entre el vapor en su temperatura y en la parte externa de la tubería

$$\Delta T = 5^\circ\text{C} \dots 10^\circ\text{C} = 5^\circ\text{C}$$

$$Ku = \frac{2132.97 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}}{4.18 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} * 5^\circ\text{C}} = 102.05$$

El número de Nusselt del vapor, seria:

$$Nu_v = 0.725 * (3.326 * 10^9 * 4.264 * 102.05)^{\frac{1}{4}} = 795.19$$

Coefficiente de convección del vapor:

$$h_{ext} = \frac{Nu * K_v}{d_{ext}}$$

$$h_{ext} = \frac{795.19 * 0.684}{0.0267} = 20371.16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{c}}$$

Coefficiente de transferencia de calor global

$$KG = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{\delta t}{K_{tubo}} + \frac{1}{h_{ext}} + R_{f, \text{externo}} + R_{f, \text{interno}}}$$

Dónde:

- $K_{tubo} = 56.70 \text{ Wm}^\circ\text{C}$, conductividad térmica del acero
- $R_{f, \text{externo}} = 0.0001 \text{ m}^2\text{CW}$, aguante de suciedad del agua
- $R_{f, \text{interno}} = 0.0001 \text{ m}^2\text{CW}$, aguante de suciedad del vapor

$$KG = \frac{1}{\frac{1}{27505.37} + \frac{3.91 \times 10^{-3}}{56.70} + \frac{1}{20371.16} + 0.0001 + 0.0001} = 797.19$$

Variación de temperatura media logarítmica:

El vapor que fluye a la salida de la turbina sale en estado de sobrecalentamiento de vapor teniendo una presión de 3bares absolutas a la temperatura de 148°C. al intercambiador de calor u condensador, a su salida la temperatura es de 122°C con la presión constante finalmente el líquido condensado ingresa a 35°C y sale a 60°C

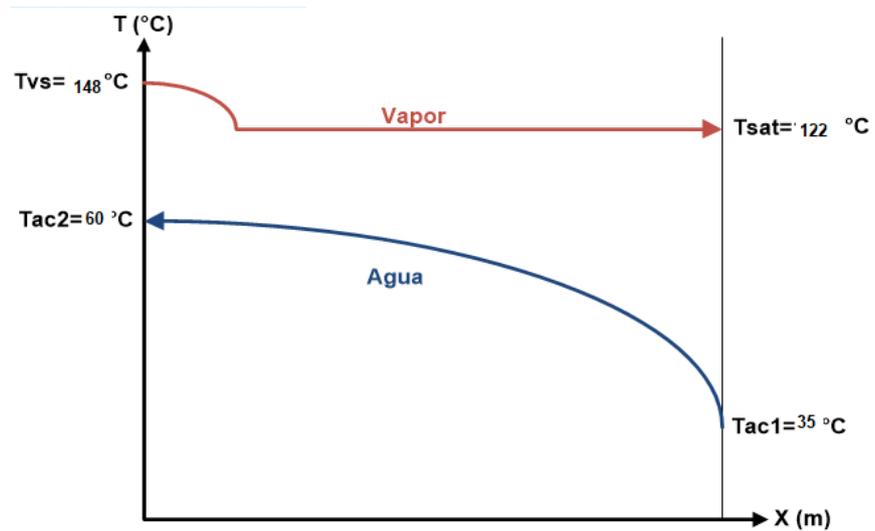


figura 15 variación de temperatura media logarítmica en flujo cruzado
Fuente: Elaboración propia de los Autores

Dónde:

Variación de temperatura máxima: $\Delta T_{\text{máx}} = T_{\text{VS}} - T_{\text{ac2}} = 148 - 60 = 88^\circ\text{C}$

Variación de temperatura mínima: $\Delta T_{\text{mín}} = T_{\text{sat}} - T_{\text{ac1}} = 122 - 35 = 87^\circ\text{C}$

Temperatura media:

$$T = \sqrt{(T_{\text{VS}} - T_{\text{sat}})^2 - (T_{\text{ac2}} - T_{\text{ac1}})^2}$$

$$T = \sqrt{(148 - 122)^2 - (60 - 35)^2} = 7.14^\circ\text{C}$$

Diferencia logarítmica de temperatura

$$\Delta T_{\text{ml}} = \frac{T}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\text{máx}} + \Delta T_{\text{mín}} + T}{\Delta T_{\text{máx}} + \Delta T_{\text{mín}} - T}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{7.14}{\ln\left(\frac{88 + 87 + 7.14}{88 + 87 - 7.14}\right)} = 87.4^{\circ}C$$

Superficie de intercambio de calor total:

$$SIC = \frac{\dot{Q}_{util}}{KG * \Delta T_{mL}}$$

$$SIC = \frac{54340 * 1000}{2186.36 * 87.4}$$

$$SIC = 284.37$$

Número de pasos, superficie unitaria de cada tubo y longitud:

Número de pasos, Np	Superficie unitaria, Sunit (m ²) $Sunit = \frac{SIC}{Np * N_{t/p}}$	Longitud, L (m) $L = \frac{Sunit}{\pi * d_{ext}}$
2	0.27238	3.24

Tabla 17 Número de pasos
Fuente: Elaboración propia de los Autores

De los resultados obtenidos, elegimos al parecer los más firmes aplicando el criterio de la ingeniería, es así que para el intercambiador de calor contara, con 2 pasos, 522 tubos por cada paso y una longitud de 3.24 m por cada tubo.

Dimensionamiento del condensador industrial

Di del intercambiador

Luminiscencia entre los tubos: L= ½ in = 12.70 mm asumido

Alejamiento entre tubos: X= dext + L = 26.7 mm + 12.70 mm = 39.4 mm

El Di

Dint = 20.96*X = 2*(20*39.4) mm = 1576 mm

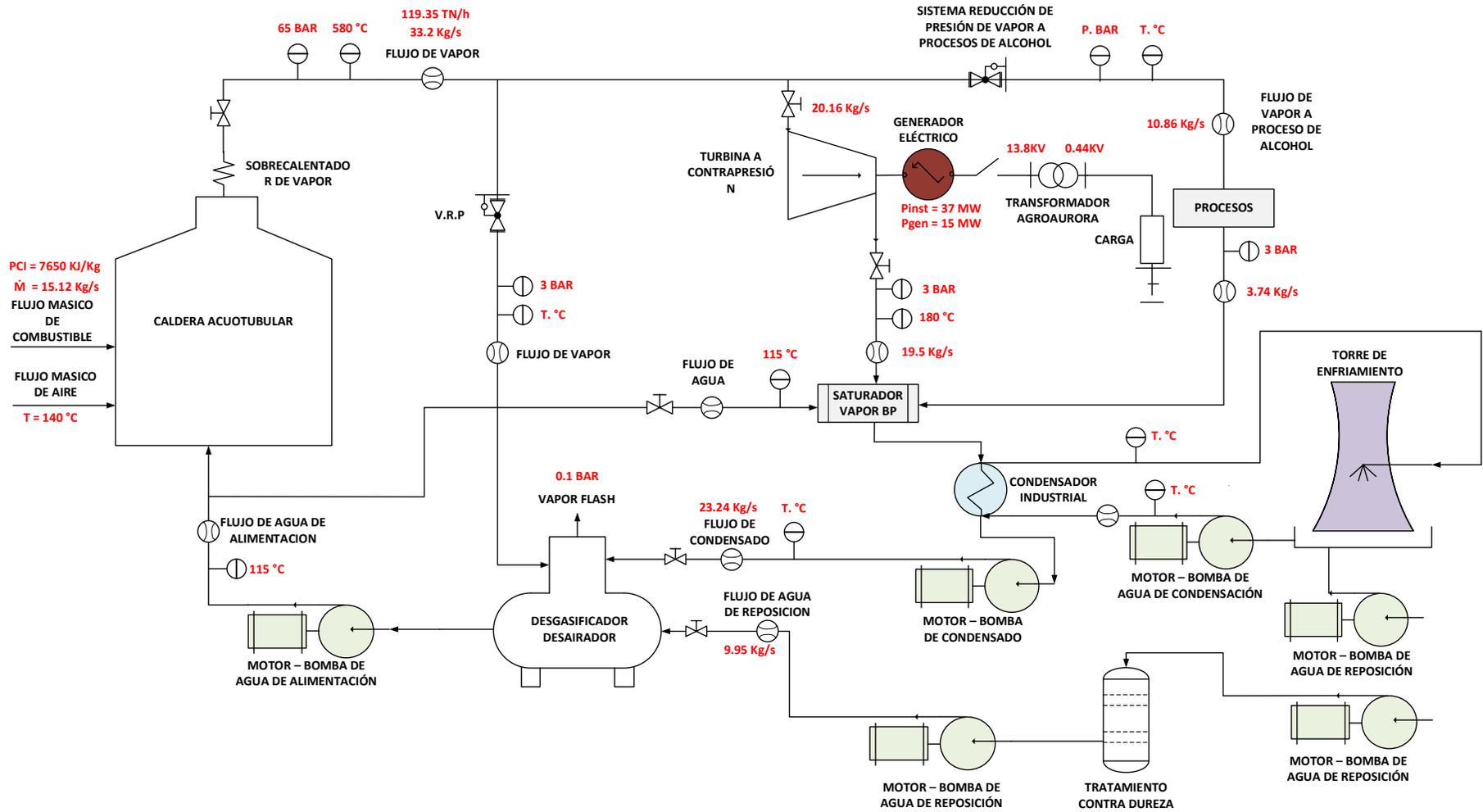


Imagen 18: diagrama de central en condiciones de mejora

ANÁLISIS ECONÓMICO

Costo de bagazo hacia la generación de 4000 KW

$$C_{bagazo} = \Delta \dot{m}_{bagazo} * T_p * C_{unit.Bagazo}$$

Datos:

- Ahorro del flujo másico de bagazo, $\Delta \dot{m}_{bagazo} = 5.72$ Ton/h

- Tiempo de trabajo en la celdara, $T_p = 7680$ horas/año

- Costo unitario del bagazo con PCI 7650, $C_{unit.Bagazo} = 43.00$ $\frac{s/.}{TM}$

$$C_{bagazo} = 5.72 \frac{\text{Ton}}{\text{h}} * (7680) \frac{\text{h}}{\text{años}} * 43.00 \frac{s/.}{TM}$$

$$C_{bagazo} = 1,888,972.80 \text{ s/año}$$

BENEFICIO EN COSTO DE ENERGÍA ELÉCTRICA

$$B_{neto} = P_{venta} * T_p * C_{unit.E.}$$

Datos:

- Potencia eléctrica vendida, $P(\text{venta}) = 4000$ KW

- Tiempo de trabajo en la caldera, $T_p = 7680$ horas/año

- Tipo de cambio: $1\text{US\$} = \text{S/. } 3.89$

- Costo Marginal $50 \frac{\text{US\$}}{\text{MWh}} = 0.194 \left(\frac{s/.}{\text{KWh}} \right)$

$$B_{neto} = 4000 \text{ KW} * 7680 \frac{\text{h}}{\text{año}} * 0.194 \frac{\text{S}}{\text{KWh}}$$

$$B_{neto} = 5,959,680.00 \frac{\text{S/.}}{\text{año}}$$

COSTOS DE FUNCIONAMIENTO

COSTOS DE MANTENIMIENTO	
Equipo	Costo (S/. /año)
Condensador Industrial	70,000
Caldera	112,000
Turbogenerador	115,580
Sub total en costos de mantenimiento	297,580 1,157,586.00
COSTOS EN SUELDOS Y SALARIOS	
Recursos	Costo (S/. /año)
Número de personal operativo	5 personas/turno + jefe
Sueldo unitario promedio	2800.00 S/. /mes
Sueldo de jefe	4000 S/mes 196000
Número de aguinaldos	2 vez/año
Sub total en costos de sueldos y salarios	252,000.00
TOTAL, EN COSTOS DE FUNCIONAMIENTO, CF	1,409,586.2

Tabla 18 Costo de Funcionamiento
Fuente: Elaboración propia de los Autores

beneficio útil del proyecto

$$B_{\text{útil}} = B_{\text{neto}} - C_{\text{bagazo}} - C_F$$

$$B_{\text{útil}} = 5,959,680.00 \frac{\text{S/.}}{\text{año}} - 1,888,972.80 \frac{\text{S/.}}{\text{año}} - 1,409,586.2 \frac{\text{S/.}}{\text{año}}$$

$$B_{\text{útil}} = 2,661,121 \frac{\text{s/.}}{\text{años}}$$

Inversión del proyecto

CONDENSADOR	UNIDAD	PRECIO UNITARIO (US\$)	PRECIO TOTAL (US\$)
Tubos acero inoxidable A al Si, SCH=40, Dn= 3/4 in (dext= 26.7 mm, E= 2.87mm, dint=20.96mm), L= 3.24m	1044	25	26,100
Carcasa ASTM A53 grado A al Si, SCH=40, Dn= 30.7 in (Dext=813.4 mm, E=12.7mm, dint= 788 mm)	1	3022.12	3,022.12
Placa acero inoxidable 1/8 in, d=26.7mm, 522 agujeros x paso	10	720.5	7,205
Soldadura inox 29/9	60 kg	25.83	1549.80
Cimientos de concreto L=4m, A=4m	1	2150.50	2150.50
Accesorios térmicos	1	1500.00	1500.00
Accesorios mecánicos	1	2300.00	2,300.00
Mano de obra	1	35,000.0	35,000.00
TOTAL			78827.42

Tabla 19 Inversión del Proyecto – Condensador
Fuente: Elaboración propia de los Autores

RETORNO OPERACIONAL DE LA INVERSIÓN

$$R. O. I = \frac{\text{Inversión del proyecto}}{\text{Beneficio útil}}$$

Inversión del proyecto: 78,827.42US\$ = S/. 306,638.00

- Beneficio útil: 2,661,121S/. /año

$$R. O. I = \frac{306,638.66}{2,661,121}$$

$$R. O. I = 0.12$$

$$R. O. I = 1.5 \text{ meses}$$

ANÁLISIS FINANCIERO:

El análisis financiero, se fundamentará en las herramientas VAN (valor actual neto) y TIR (tasa interna de rentabilidad) para determinar la rentabilidad del proyecto.

Datos para el análisis financiero

- ✓ **Periodo de financiamiento:** Se establece dentro del tiempo mínimo esperado, sin que los equipos o accesorios seleccionados en la inversión hallan envejecido según su vida útil, $t=10$ años
- ✓ Tasa: Valor de financiamiento promedio en el mercado, $r=11.00\%$ (Superintendencia de Banca, Seguros y AFP)
- ✓ Flujos de caja: Es el beneficio anual logrado del proyecto en los 10 años sin que falle ningún activo físico, $F_t = s/. 2,661,121.00$
- ✓ Desembolso inicial: Es la inversión del proyecto, $l_0 = S/. 306,638.00$

AGROAURORA S.A.C		
ANÁLISIS DE VIABILIDAD FINANCIERO		
CÁLCULO DEL VAN Y TIR		
Años	Flujo de Fondos	Movimientos en el Periodo - Año
Inversión	- 78,827.42 US\$	Costo Inicial del Proyecto
1	s/. 2,661,121.00	Beneficios Netos anuales
2	s/. 2,661,121.00	Beneficios Netos anuales
3	s/. 2,661,121.00	Beneficios Netos anuales
4	s/. 2,661,121.00	Beneficios Netos anuales
5	s/. 2,661,121.00	Beneficios Netos anuales
6	s/. 2,661,121.00	Beneficios Netos anuales
7	s/. 2,661,121.00	Beneficios Netos anuales
8	s/. 2,661,121.00	Beneficios Netos anuales
9	s/. 2,661,121.00	Beneficios Netos anuales
10	s/. 2,661,121.00	Beneficios Netos anuales
Tasa de Interés:	11.00%	
TIR	868 %	Tasa interna de Retorno
VAN	s/. 15,978,596.98	Valor Actual Neto

En la tabla se muestran los resultados de los análisis financieros, con un VAN= s/. 15,978,596.98 y TIR= 868 %resultando viable el proyecto de cogeneración de energía eléctrica para la venta al SEIN.

V. DISCUSIÓN

Para realizar la conversión de una central termoeléctrica de cogeneración industrial a cogeneración comercial debemos tener en cuenta el estado situacional del sistema, siendo lo más importante para nuestra investigación el Rendimiento Eléctrico Efectivo como lo recomienda las normas de cogeneración. Es por ello que nuestra investigación Para poder vender energía eléctrica a la red Nacional se tiene que cumplir con los requisitos del Reglamento de Cogeneración, según Decreto Supremos N°082-2007 el cual exige un 70% como mínimo de REE, lo mismo que los señores Marlon y Paredes muestran en su investigación titulada Análisis técnico y financiero a la realización del cambio para un sistema de cogeneración industrial a comercial en Agroolmos S.A para vender energía eléctrica – 2018, Analizaron el sistema energético que produce 7500 KW gastando 61.45 TM/h sobrecalentado de vapor , con un agotamiento de bagazo de caña de 46 TM/h, obteniendo un REE del 24% llevándolo al 71% requerido según norma.

Nuestros resultados del diagnóstico son de 61.49% de REE, resultados que tampoco cumplen con la norma de cogeneración, al igual que en su momento no cumplía el estudio de la investigación de (Marlon y Paredes) por lo que hemos realizado nuestro rediseño, que nos permite llegar al cumplimiento de lo establecido por la norma.

Según Cengel en su libro de termodinámica publicado en el año 2009 no dice que en un ciclo Rankine con recalentamiento consiste en realiza un sobrecalentamiento al vapor de agua saturado elevando la cantidad de energía, es decir aumentaría el flujo masico de vapor total producido en la caldera, lo cual producirá más trabajo en grandes cantidades en la turbina teniendo así más energía. Los señores Marlos y Paredes La central Agroolmos S.A, para obtener un excedente 3000 KW y poder vender al SEIN, necesitaron incrementar al la entrada de vapor al turbina un promedio de 61.452 Ton/h a 86.033 Ton/h, con una diferenciación de 24.581 TM/h, con consiguiente el caldero paso de 80Ton/h s a 104.581 Ton/h, por lo cual su rendimiento será de 95% de su carga nominativa. Teniendo en cuenta los antecedentes y la teoría descrita, fue que mediante la auditoría realizada anteriormente se tuvo un diagnóstico de lo cual el resultado fue que la caldera con la que cuenta la central termoeléctrica de Agroaurora opera en un 74.1% de

rendimiento en la caldera obteniendo un flujo masico de vapor total de 100ton/h y generado 11MW de energía eléctrica, es por ello que para generar un excedente de energía eléctrica es necesario que la caldera trabaje a su capacidad máxima de 120ton/h esto haría que su rendimiento incremente a 79% siendo más eficiente.

De acuerdo a la teoría especificada en el libro de termodinámica del autor Cengel publicada en 2007, no dice que el balance energético se basa en la conservación de masa y energía, la conservación de masa dice que la materia de ingreso deberá ser la misma de la salida, pero por otro lado la conservación de la energía se basa en que la energía de ingreso puede variar a la salida dependiendo de su masa. Así mismo los señores Marlos y Paredes en su proyecto de investigación ya anteriormente mencionada para sus condiciones de mejora he incrementaron el flujo masico de vapor sobrecalentado en un excedente de 23.5% ya que elevaron el consumo de flujo masico de combustible en un promedio 6.7 % de bagazo, por lo cual esto generó que el rendimiento de su caldera llegue al valor de 75% con un Rendimiento Eléctrico Efectivo de 71% cumpliendo con el reglamento de cogeneración comercial ya presentada en la discusión N°1, es por ellos que modelando la temática del autor Cengel se puede obtener los resultados en la turbina a contrapresión en condiciones de mejora lo cual indica que para generar 15MW de energía eléctrica se necesita que el consumo en la turbina tenga un excedente de 28% de vapor sobrecalentado, a su vez se dimensionó la caldera acuotubular con combustible bagazo determinado de las condiciones de mejora en la cual paso de 100 Ton/h a 119.35 Ton/h teniendo un porcentaje de 16% flujo masico de vapor total, esto de determino que el rendimiento eléctrico efectivo en condiciones de mejora es de 72.66% el cual cumpliría con el reglamento de cogeneración y posterior a ellos la comercialización al SEIN. Todas estas mejoras que se implementó al sistema de la central termoeléctrica Agroaurora se visualiza en el resultado del objetivo n°4 donde hemos realizado la nueva la nueva distribución de los equipos que lo conforman.

Este proyecto busca generar que la empresa obtenga mayores ingresos de utilidad vendiendo el excedente de energía eléctrica generada al SEIN, para saber si este proyecto es rentable, tenemos en cuenta que la base a teoría financiera, según lbache en su libro de Finanzas publicado en 2018 no dice que el periodo de retorno

de la inversión (ROI) es el indicador que mide en que tiempo se lograra recuperar la inversión, esto puede suceder días, meses incluso años. También nos habla de Valor Actual Neto (VAN) este análisis indica la rentabilidad del proyecto si el resultado es positivamente es totalmente rentable y si es el resultado es negativo sería todo lo contrario, Ibaché nos explica de la Tasa Interna de Retorno (TIR) es el porcentaje de beneficio o pérdida que tendrá una inversión para las cantidades que no se han retirado del proyecto, teniendo en cuenta la base teórica financiera, El señor Vílchez en su tesis donde realizo una estimación económica financiera con el fin de aumentar la cogeneración de energía en la agroindustrial Pucalá SAC el autor logro aumentar la energía y tener el excedente de 24MW, lo cual tiene un excedente de 10 MW que será inyectada al SEIN , posterior a ello realizo el análisis financiero donde requiere de una aporte económico de S/ 720 000,00. La propuesta se demuestra con un tiempo de 04 años, logrando un VPN de S/. 40 573,36 y una TIR del 27%. En Agroaurora cuenta con un generador de potencia instalada de 37MW generando un máximo de 11MW en este proyecto se logró aumenta a 15MW lo cual obtenemos un excedente 4MW para se comercializado al Sistema Eléctrico Interconectado(SEIN), actualmente el precio de venta es de 0.194 s/kWh lo cual nos permite obtener un beneficio útil de 2,661,121 s/.años y como inversión fija de s/ 306,638.00 por lo cual el Periodo de Retorno de la Inversión sería de 1 Mes, este proyecto resulto totalmente viable con una VAN de s/ 15,978,596.98 con un TIR de 868% .

VI. CONCLUSIONES

- Los resultados en condiciones actuales que presentan son tales como la caldera en un rendimiento de 74.1% con un flujo masico de vapor de 100 ton/h por debajo de la capacidad máxima operando con 48.05 de flujo de combustible, En el sistema de generación eléctrica obtuvimos en rendimiento de 20.63% , tras emplear la ecuación de REE establecidas en las normas técnicas de cogeneración al sistema de AgroAurora obtuvimos un resultado de 61.49% el cual se encuentra por debajo de lo establecido cual se puede deducir que en condiciones actuales no posible realizar cogeneración comercial para la venta al SEIN
- la central termoeléctrica de Agroaurora opera en un 74.1% de rendimiento generando un flujo masico de vapor total de 100ton/h generado 11MW es por ello que para generar un excedente de energía eléctrica es necesario que la caldera trabaje a su capacidad máxima de 120ton/h esto haría que su rendimiento incremente a 79% siendo más eficiente.
- Para poder generar 15 MW de energía eléctrica se necesita alimentar la turbina con 72.57 TN/h de vapor sobrecalentado, consumiendo un excedente de flujo masico de vapor sobrecalentado de 5.38 Kg/s que es equivalente a 19.368TN/h comparado con el consumo especifico en condiciones actuales, la producción de vapor de la caldera aumento en 19.35 TN/h dando un total de 119.35 TN/h de vapor sobrecalentado. Para la generación de esta cantidad de vapor sobrecalentado se necesita consumir 53.77 TN/h, lo cual esto genera un REE de 72.66%
- Se puede visualizar la nueva central mejorada lo cual nos muestra la nueva implementación que se debe establecer para que la central termoeléctrica Agroaurora realice cogeneración comercial y por consiguiente incrementar sus utilidades.
- El proyecto obtuvo un beneficio útil de 2,661,121.00 s/ año teniendo una inversión fija de s/ 306,638.00 por cual tendremos el retorno operacional de

la inversión en 1 Mes, lo cual el proyecto resulta atractivo para la empresa Agroaurora ya que es totalmente viable teniendo una tasa de rentabilidad de 868% y con un valor actual neto de s/ 15,978,596.98

- Como conclusión general a este proyecto los autores determinaron que se logró realizar la investigación de forma eficiente y siempre teniendo en cuenta los pasos de método científico, es así que del punto de vista técnico la central puede realizar este tipo de cogeneración comercial siempre y cuando se aplique lo resultados de esta investigación, así mismo mediante un análisis financiero se pueden determinar la factibilidad económica lo cual es totalmente viable.

VII. RECOMENDACIONES

- Se recomienda que el personal encargado de operar los equipos que conforman la Central termoeléctrica realice capacitaciones constantemente con especialistas en la materia con el fin de prevenir daños de equipos a futuro
- Se recomienda que de forma periódica se deberá realizar todas las actividades de comprobación de parámetros de mejora continua haciendo énfasis en los equipos críticos del sistema
- Realizar el seguimiento continuo de inspecciones utilizando herramientas de mantenimiento predictivo para poder optimizar alineamientos, análisis vibracional y termografía de los diferentes equipos cogeneración
- Sabiendo que la central cuenta con generador de 37MW de potencia instalada y que solo se está generando 15MW con capacidad máxima en la caldera, se recomienda un estudio de factibilidad para implementar una caldera adicional y de esa manera despachar mayor cantidad de energía eléctrica hacia el sistema interconectado (SEIN) y de esa manera obtener mayores beneficios económicos para la empresa
- Se recomienda que se coloque un sistema automatizado de modulación de flujo de vapor hacia la turbina ya que la turbina a contrapresión opera con flujo laminar.

- Se recomienda implementar un sistema digitalizado el cual permita observar que la central se mantenga con el porcentaje de REE que lo establece el Reglamento de cogeneración
- Se recomienda realizar un estudio de factibilidad de implementar un nuevo combustible con mayor PCI al actual

VIII. REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA:

- Quispe Chanampa, C. N. (2012). Análisis energético de un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación para la industria azucarera.
- Referencia (APA): González, A. M. (1997). *La energía*. Acento.
- Soto-Pedraza, P. J. (2020). Manifestación de la Energía Cinética y Potencial. *Vida Científica Boletín Científico de la Escuela Preparatoria No. 4*, 8(16), 43-44.
- Quintela, F. R., Redondo, R. C., & Redondo, M. M. (2006). Términos sobre energía eléctrica del Diccionario de la Real Academia Española. *Montajes e instalaciones: Revista técnica sobre la construcción e ingeniería de las instalaciones*, 36(408), 88-100.
- Solar, E. (2020). Energía Solar. *Acesso em*, 15(03).
- Díez, P. F. (1993). *Energía eólica*. Servicio Publicaciones, Universidad de Cantabria.
- Index. (18 de octubre de 2020). COES. Recuperado de <https://www.coes.org.pe/Portal/portalinformacion/generacion>
- González, A. M. (1997). *La energía*. Acento.
- Spiegelner, C., & Cifuentes, J. I. (2016). Definición e información de energías renovables
- Serrano, M. A. L. (1987). Metodología para el análisis energético de calderas de vapor en centrales térmicas (Doctoral dissertation, Universidad de Zaragoza).
- Ramdas, D. (2009). Selección de los principales componentes de generación de una pequeña central hidroeléctrica (Doctoral dissertation, Departamento de Eléctrica).
- Domínguez, A. B. (2008). *Generadores eólicos de baja potencia*. ANI-Academia Nacional de Ingeniería.
- Cárdenas, S. C., & Peláez, G. A. (1987). ¿Qué es una auditoría energética?
- Franco Molina, E. J. (2018). Propuesta de ciclo Rankine regenerativo para una central termo solar de concentradores cilindro parabólicos, en el departamento de Escuintla, Guatemala (Doctoral dissertation, Universidad de san Carlos de Guatemala).
- Çengel, Yunus A. & Boles, Michael A. (2009). *TERMODINÁMICA (7ed.)*. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES. S.A. DE C.V.

- Referencia bibliográfica: Significados. (17 de febrero de 2014). Significado de impacto ambiental.
- Vega Javier, J. J. (2017). Sistema de cogeneración de energía mediante la implementación de un sobrecalentador en la Empresa Industrial SAVSA-Trujillo.
- Milla, L. (2006). Máquinas Eléctricas. Lima. San Marcos, 2006, 9972-34
- Cengel, Y. A (2007). Transferencia de calor y masa: un enfoque practico. McGraw-Hill.
- Beltrán Pulido, R. Conversión Térmica de Energía. Bogotá: Universidad de los andes, Facultad de ingeniería, 2008
- Harper, G. E. (2005). El Libro Practico De Los Generadores, Transformadores Y Motores Eléctricos/The Practical Book of Generators, Transformers and Electrical Motors, Transformers and Electical Motors. Editorial Limusa
- Wildi, T. (2006). Máquinas Eléctricas y Sistemas de Potencia. Pearson educación
- Kosow, I. L. (1993). Máquinas eléctricas y transformadores. Pearson Educación.
- Mankiw, G. (2012). Los diez principios de la economía NG Mankiw (Sexta ed.), Principios de econom
- González Pascual, J. (2008). Análisis de la empresa a través de su información económico-financiera. Fundamentos teóricos y aplicaciones. Pirámide. Madrid.
- Rodríguez-Pérez, B., Contreras-Moya, A. M., & Rosa-Domínguez, E. (2014). Comparación ambiental de la generación de energía eléctrica a partir del bagazo y fuel oil. ICIDCA. Sobre los Derivados de la Caña de Azúcar, 48(3), 70-79.
- Lam Ceballos, J. A. (2018). Comparación del impacto ambiental en el aire entre bagazo de caña de azúcar y carbón cuando se utiliza como combustible en la caldera de la unidad de negocio de generación o cogeneración de un ingenio azucarero (Doctoral dissertation, Universidad de San Carlos de Guatemala).

- Agüero, A. C., Pisa, J. R., Agüero, C. J., & Bugeau, A. T. (2004). Poder calorífico del bagazo de caña de azúcar. *Revista de Ciencias Exactas e Ingeniería*, 13(24), 33-37.
- Spiegeler, C., & Cifuentes, J. I. (2016). Definición e información de energías renovables.
- Pereyra, R. T., & de Electricidad, D. G. (2011). Potencial de las Energías Renovables en el Perú. Ministerio de Energía y Minas-Perú.
- Lozano, M. A., & Ramos, J. (2007). Análisis energético y económico de sistemas simples de cogeneración. *Información tecnológica*, 18(5), 75-84.
- Salazar-Pereyra, M., Lugo-Leyte, R., Zamora-Mata, J., Ruiz-Ramírez, O., & González-Oropeza, R. (2011). Análisis termodinámico de los ciclos Rankine supercríticos y subcríticos.
- Ministerio de Energía y Minas. D.S N° 037-2006-EM Reglamento de cogeneración del Perú y sus modificatorias. MEM.Peru. 2006. 15 pp
- Marlo Sánchez, D. E., & Paredes Vargas, J. L. (2018). Análisis técnico y económico para el cambio de sistema de cogeneración industrial a sistema de cogeneración comercial en la empresa Agrolmos SA, para inyectar energía eléctrica al SEIN.
- Cuervo, A., & Rivero, P. (1986). El análisis económico-financiero de la empresa. *Revista española de financiación y contabilidad*, 15-33.

IX. ANEXOS

Anexos 1: Ficha de registro

Tesis: Conversión de una central termoeléctrica de 37MW en ciclo Rankine de cogeneración industrial a cogeneración comercial en la empresa Agroaurora S.A.C

Objetivo: Obtener datos actuales con la que opera la Central Termoeléctrica Agroaurora S.A.C

Autores: Amaya Sánchez, Abrahán
Guillen Casamayor, Tito

	EMPRESA				RUC				DIRECCION				FECHA		
	AGROAURORA S.A.C				20600180631				PIURA				18/04/2021		
	COMUSTIBLE				PCI				POTENCIA INSTALADA				POTENCIA GENERADA		
	BAGAZO				7,646.31 KJ/KG				37MW				11MW		
Muestras	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Hora	8:00	8:20	8:40	9:00	9:20	9:40	10:00	10:20	10:40	11:00	11:20	11:40	12:00	12:20	12:40
Temp. Vapor a la salida de la caldera (°C)	550	555	550	545	547	450	547	594	568	605	590	595	552	580	592
Temp. Vapor a la entrada de la turbina (°C)	550	555	550	545	547	450	547	594	568	605	590	595	552	580	592
Temp. Vapor a la salida de la turbina (°C)	180	192	175	158	205	180	155	188	192	175	169	165	198	182	178
Presión Vapor a la salida de la caldera (bar)	70	63	452	81	70	51	73	65	62	62	53	84	73	53	61
Presión Vapor a la entrada de la turbina (bar)	70	63	452	81	70	51	73	65	62	62	53	84	73	53	61
Presión Vapor a la salida de la turbina (bar)	2.5	4.7	2.5	4.4	3.2	3.3	3.4	2.8	3.5	3.5	4.6	2.7	3.6	2.9	2.5
Temp. En la cámara de Combustión (°C)	850	860	850	843	844	850	847	844	848	853	850	840	851	849	850
Temp. Ambiente (°C)	20	22	21	20	20.5	24	24.3	21.3	19	20.25	20.7	23	21.9	19.4	22
Temp. Agua de alimentación (°C)	120	115	113	112	109	121	115	115	123	118	117	109	124	118	119

Tabla 2: operacionalización de variables en caldera

Anexo 2: cuadro de operacionalización de variables

Variable	Tipo de Variable	Definición Conceptual	Definición Operacional	Unidad de Medida	Escala de Medición
Sistema de cogeneración comercial	variable independiente	Viene hacer el consumo de bagazo de la caldera como también el calor útil del caldero con respecto al calor total aportado por el combustible (Cengel 2007)	Es el consumo diario del combustible como también la eficiencia de caldero como el turbogenerador (Cengel 2007)	MW-h/años	De razón
Eficiencia en ciclo Rankine	variable independiente	son la energía calorífica contenida en el combustible, el agua de alimentación como el aire en el hogar de la caldera (Cengel 2007)	Es el producto del flujo por la entalpia (Cengel 2007)	%	De razón
Rendimiento eléctrico efectivo	variable independiente	Es le indicador que permite determinar si la central está en botinas condiciones de realizar cogeneración comercial (DS N° 082-2007)	Viene hacer la relación que existe entre la energía eléctrica generada sobre el calor total por el calor útil (DS N° 082-2007)	%	De razón
Energía eléctrica al SEIN	Variable dependiente	Es la cantidad de energía electrica entregada a la red nacional (DS N° 082-2007)	Es evaluado en el turbogenerador mediante un análisis energético de masa y anergia. (DS N° 082-2007)	MW-h/años	De razón
Calor útil	Variable dependiente	Es la energía térmica que es producida por un proceso de cogeneración para satisfacer una demanda de calor (Cengel 2007)	Es la cantidad de energía térmica aprovechada para procesos industriales (Cengel 2007)	MW-h/años	De razón
Beneficio económico por venta de EE al SEIN	Variable dependiente	La máxima utilidad generada por la venta de energía eléctrica a la red Nacional. (Padilla 2014)	Se evalúa mediante un análisis financiero como es el VAN, TIR para evaluar la viabilidad. (Padilla 2014)	S/año	De razón

Anexo 3: Generador eléctrico de 37 MW

