



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE
INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

**“DETERMINACIÓN TÉCNICO ECONÓMICA DE LA CONVERSIÓN
ENERGÉTICA A CICLO BRAYTON CON RECUPERACIÓN DE
CALOR, DE LA EMPRESA RIBAUDO S.A.A., PARA REDUCIR
COSTOS DE ENERGÍA ELÉCTRICA”.**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

AUTOR

Castañeda Castillo Winston Esnayder.

ASESOR

Ing. Sifuentes Inostroza Martín

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN

Generación, Transmisión y Distribución

TRUJILLO – PERÚ

2015

“DETERMINACIÓN TÉCNICO ECONÓMICA DE LA CONVERSIÓN
ENERGÉTICA A CICLO BRAYTON CON RECUPERACIÓN DE CALOR, DE LA
EMPRESA RIBAUDO S.A.A., PARA REDUCIR COSTOS DE ENERGÍA
ELÉCTRICA”

Castañeda Castillo Winston Esnyder

Autor

Presentada a la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad César
Vallejo de Trujillo para su aprobación.

Aprobado por:

Ing. Sixto Guarníz Anticona.

Vocal

Ing. Felipe de la Rosa Bocanegra

Secretario

Ing. Luis González Obando

Presidente

DEDICATORIA

Dedico este proyecto de tesis a Dios, a mis padres y a mi segunda madre, mi abuela. A Dios porque ha estado conmigo a cada paso que doy, cuidándome y dándome fortaleza para continuar, a mis padres y abuela, quienes a lo largo de mi vida han velado por mi bienestar y educación siendo mi apoyo en todo momento. Depositando su entera confianza en cada reto que se me presentaba sin dudar ni un solo momento en mi inteligencia y capacidad. Es por ello que soy lo que soy ahora. Los amo con mi vida.

Winston Esnyder, Castañeda Castillo

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por haberme acompañado y guiado a lo largo de mi carrera, por ser mi fortaleza en los momentos de debilidad y por brindarme una vida llena de aprendizajes, experiencias y sobre todo felicidad.

Le doy gracias a mis padres, quienes a lo largo de toda mi vida me han apoyado y motivado en mi formación académica, creyeron en mí en todo momento y no dudaron de mis habilidades. También agradecerles, porque me dieron dos grandes regalos, la vida y la libertad para vivirla.

Abuela, sabes que te amo mucho, te agradezco por el apoyo incondicional que me brindas en todo aspecto.

A todas las personas que me rodean y las que pasaron en algún momento por mi vida, de las cuales tuve algo bueno que aprender.

Al Ing. Sifuentes Inostroza Martín por el apoyo brindado en ésta investigación.

A mis profesores a quienes les debo gran parte de mis conocimientos, gracias a su paciencia y enseñanza.

A todos ellos gracias.

Winston Esnayder, Castañeda Castillo

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Yo Winston Esnyder, Castañeda Castillo con DNI N° 71246707, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica, declaro bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, diciembre del 2015

Winston Esnyder, Castañeda Castillo.

PRESENTACIÓN

Señores miembros del Jurado, presento ante ustedes la Tesis titulada “Determinación técnico económica de la conversión energética a ciclo brayton con recuperación de calor de la empresa Ribaudó S.A.A para reducir costos de energía eléctrica”, con la finalidad de proponer la instalación de una turbina a gas con la implementación de un regenerador para reducir costos de energía eléctrica, en cumplimiento del reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo para obtener el Título Profesional de Ingeniero Mecánico Electricista.

Esperando cumplir con los requisitos de aprobación.

Winston Esnyder, Castañeda Castillo.

ÍNDICE

I.- INTRODUCCIÓN:	1
1.1 Realidad problemática:	1
1.2. Trabajos previos:	1
1.3. Teorías relacionadas al tema:	3
1.4. Formulación del problema:	23
1.5. Justificación del estudio:	23
1.6. Hipótesis:	24
1.7. Objetivos:	24
1.7.1. Objetivo general:	24
1.7.2 Objetivos específicos:	24
II.- MÉTODO	25
2.1. Diseño de investigación:	25
2.2.1. Variables:	26
2.2.1.1. Variables independientes:	26
2.2.1.2. Variables dependientes:	27
2.2.2. Operacionalización de variables:	27
2.3. Población, muestra y muestreo:	29
2.3.1. Población:	29
2.3.2. Muestra:	29
2.3.3. Muestreo:	29
2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos:	29
2.5. Método de análisis de datos:	30
III.- RESULTADOS:	31
IV.- DISCUSIONES:	39
V.- CONCLUSIÓN	40
VI.- RECOMENDACIONES	41
VII.- REFERENCIAS:	43
VIII.- ANEXOS:	44

RESUMEN

Ribaudo S.A.A es una empresa térmica dedicada a los procesos y exportación de aceite de pescado, congelados, conservas y harina de pescado, con independencia al SEIN, generando su propia energía eléctrica a través de dos grupos electrógenos consumiendo una potencia neta útil de 1600KW. El grupo electrógeno en la actualidad consta de 2 motores diésel con un consumo total de 73,45gal/h, con un costo unitario de combustible de 10.5 N.S/gal, es decir el costo unitario de generación de energía eléctrica es de 0.4820 N.S/ KW-h. La planta trabaja en promedio 3960 horas/año, obteniendo un costo total de 3 054 051 N.S/año. Debido a esta problemática se instaló una turbina a gas con para cogenerar su propia energía eléctrica obteniendo un menor costo de generación de energía eléctrica de 0.047 \$/KW-h resultando factible la conversión de planta térmica a ciclo brayton.

Con la instalación de una turbina a gas, se implementó un regenerador para aumentar la temperatura del aire comprimido, justificando su instalación con un ahorro de 25.61Kg/ h de gas natural es decir, 40 0000 nuevos soles/año ahorrados. El regenerador se diseñó para aumentar la temperatura del aire en 100°C, de la cámara de combustión de la turbina a gas, con 1.76 metros de longitud y 0.8 m de diámetro.

La producción de energía eléctrica con turbina a gas fue de $7\,920\,000 \frac{KW-h}{año}$.

El beneficio neto del presente proyecto es $996\,365.72 \frac{\$}{año}$, con una inversión de \$ 1 644 259 recuperados en 1,7 años.

ABSTRACT

Ribaudo S.A.A is thermal dedicated to processes and export of fish oil, frozen, canning and fish meal, irrespective to the SEIN, generating their own electricity through two generators consume a net power 1600KW useful.

The generator group currently consists of 2 diesel engines with a total consumption of 73, 45 gal/h, with a unit cost of fuel of 10.5 N.S/gal, is the unit cost of electricity generation is 0.4820 N.S. KW-h. The plant works in average 3960 hours / year, obtaining a total cost of 3 054 051 N.S/ year. Due to this problem, a gas turbine was installed with to cogenerate its own electric power getting a lower cost of 0.047 \$/ KW-h electric power generations resulting feasible to brayton cycle thermal plant conversion.

With the installation of a gas turbine, a regenerator was implemented to increase the temperature of the compressed air, justifying your installation with a saving of 25.61 Kg/h new natural gas i.e. 40 0000 h saved N.S/year. The regenerator was designed to increase the temperature of the air at 100° C, in the combustion chamber of the turbine to gas, with 1.76 meters in length and 0.8 m in diameter.

Gas turbine electric power production was 7 920 000 (KW-h) / year.

The net benefit of this project is 996 365.72 \$/ year, with an investment of \$ 1 644 259 recovered from 1.7 years

I.- INTRODUCCIÓN:

1.1 Realidad problemática:

Las turbinas de gas son una tecnología bien establecida para la generación de energía eléctrica, además de que producen gases de escape a altas temperaturas que son susceptibles de ser utilizados en precalentadores o regeneradores para calentar el aire de la cámara de combustión de la misma turbina. Su combustible “gas natural” es beneficioso porque reduce la contaminación del medio ambiente por las menores emisiones de dióxido de carbono (CO₂).

Pesquera Ribaud S.A. es una empresa pesquera peruana, dedicada a los procesos y exportación de aceite de pescado, congelados, conservas y harina de pescado, inició sus actividades en diciembre de 2002. La empresa como planta térmica genera su propia energía eléctrica a través de dos grupos electrógenos modelos MC- 800, accionados por motores diésel CUMMINS QSK 23 - G3 y alternadores STAMFORD HCI 634G con una potencia instalada total de 1.6 MW.

El grupo electrógeno en la actualidad consta de 2 motores diésel con un consumo total de 73,45gal/hr, con un costo unitario de combustible de 10.5 N.S/gal, es decir el costo unitario de generación de energía eléctrica es de 0.4820 N.S/ KW-hr, la planta trabaja en promedio 3960 hrs/año, obteniendo un costo total de 3 054 051.S/año, según se muestra en la figura 2.1, la central térmica con grupo electrógeno.

La planta térmica con grupo electrógeno cuenta con dos transformadores trifásico de 10/0.38 KV, con una potencia aparente de 2000 KVA, para accionar sus principales máquinas tales como: calderas piro-tubulares, prensas, evaporadores, cocinadores, secadores y sistemas de iluminación.

Debido a esta problemática se plantea el estudio técnico, económico y financiero de instalar una turbina a gas con recuperación de calor en reemplazo del grupo electrógeno para cogenerar y así reducir los costos de producción de energía eléctrica, tal como se muestra en la figura 2.2.

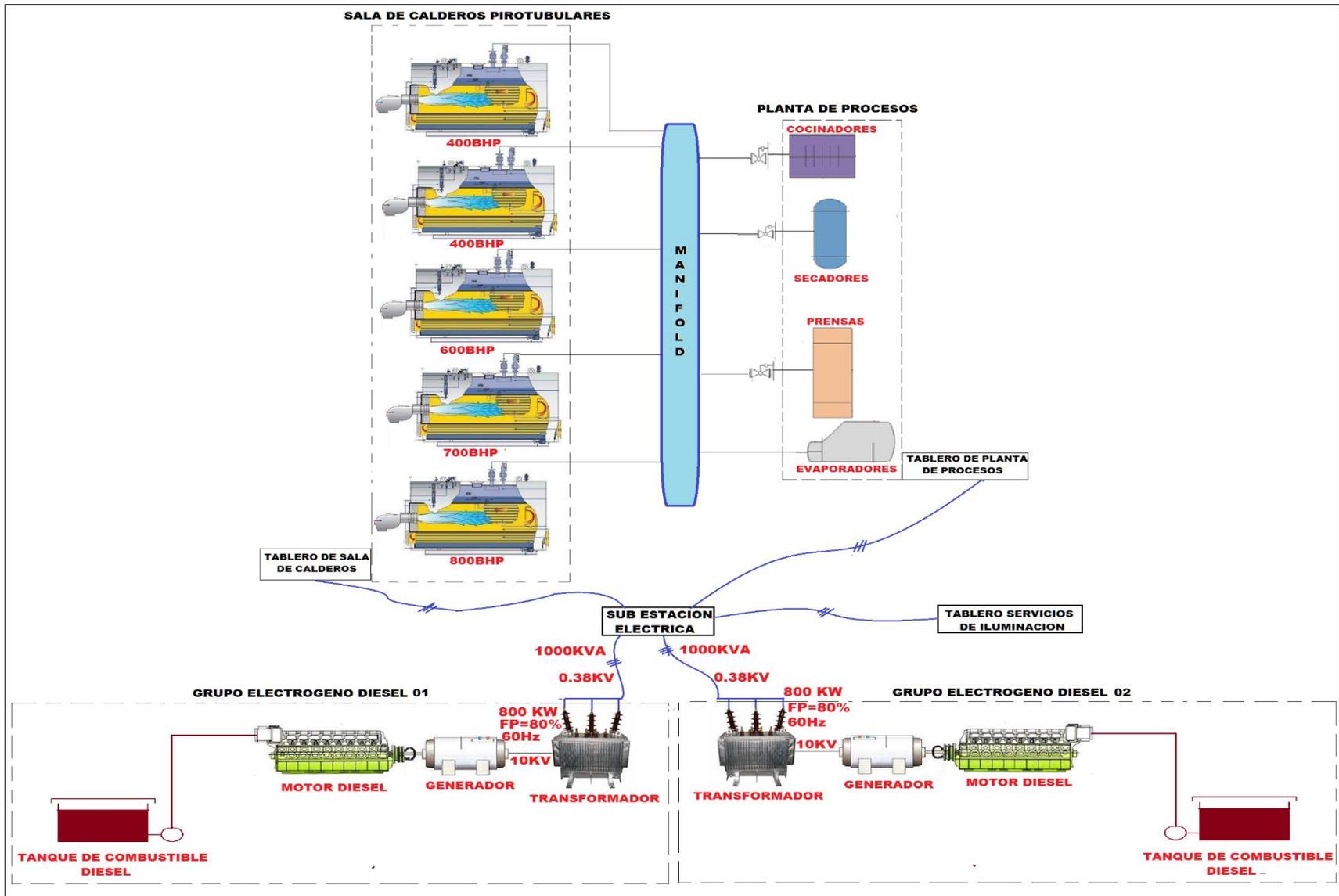


Figura 01. Planta térmica Ribaldo S.A con grupo electrógeno diésel

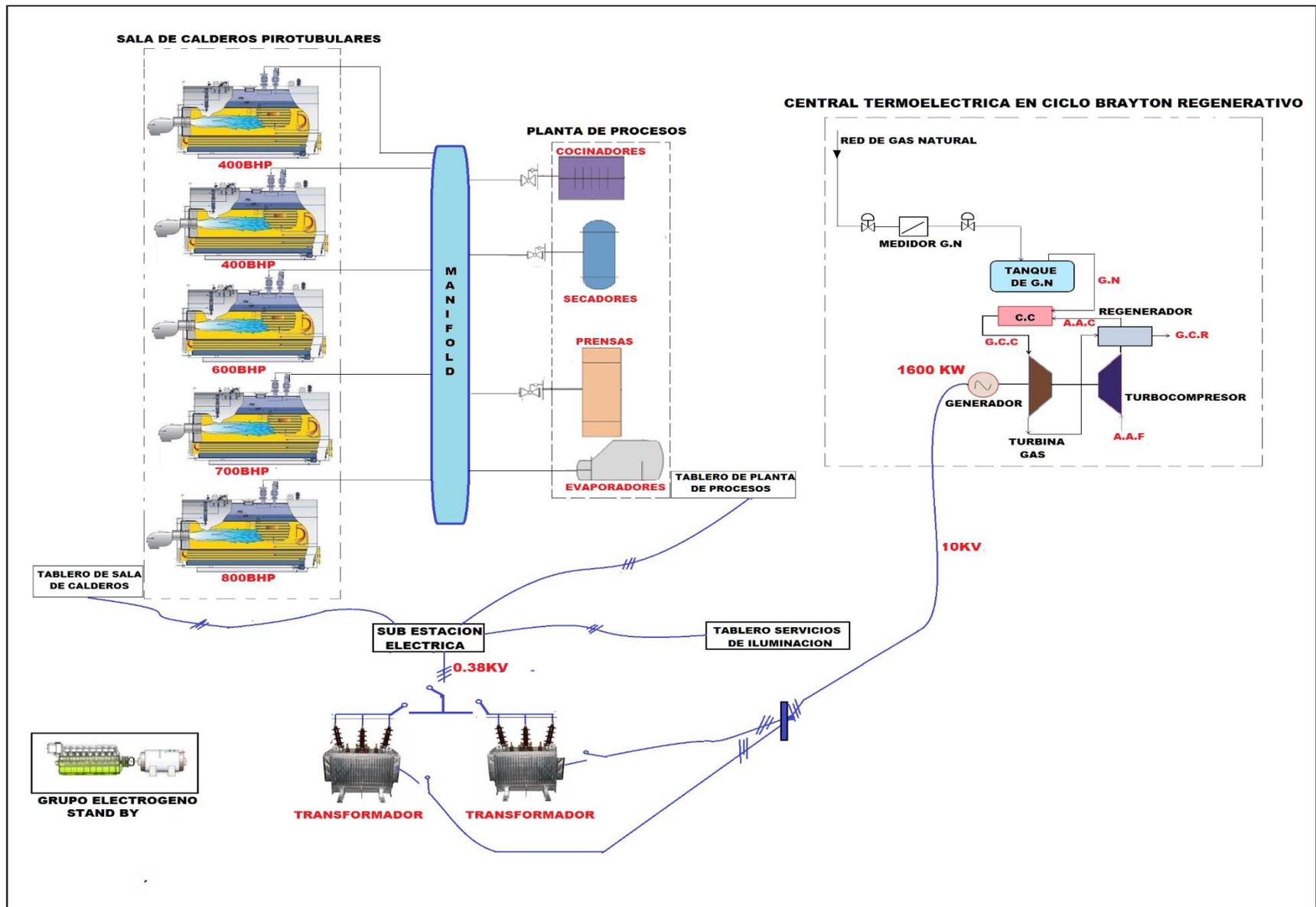


Figura 02. Planta termoeléctrica Ribaldo S.A en ciclo brayton regenerativo.

1.2. Trabajos previos:

Peña (2009), en su tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico. Realizada en la Escuela Superior Politécnica Del Litoral (Guayaquil – Ecuador), titulada: “La turbina a gas como solución emergente a la problemática energética del país”, realizó un enfoque sobre la problemática en lo que a abastecimiento de energía eléctrica respecta a nivel nacional, tomando datos cronológicos investigados en varios medios de comunicación social, con el objetivo de dar a conocer la capacidad instalada con la que cuenta el país y al mismo tiempo observar la demanda de energía que se debería satisfacer. Luego se realiza un trabajo de campo en el cual se observa y analiza el funcionamiento de las centrales térmicas a vapor y a gas, se verificó en varias visitas realizadas a la central a gas de Electroquil el funcionamiento y mantenimiento de una unidad a gas Finalmente se comparan datos sobre el tiempo de montaje y costos de instalación de los diversos sistemas energéticos en nuestro medio, para poder realizar la conclusión de instalar más centrales a gas para contrarrestar el déficit energético del país en el menor tiempo posible.

Se concluye: Un cálculo simple indica que para el 2013 se necesitarán 900 MW más, y hasta ahora los proyectos que están en desarrollo no van a satisfacer esa demanda. Al revisar los costos de instalación y montaje para una central hidroeléctrica, estos están entre los 1000 y 1200 dólares por Kilovatio de capacidad instalada; para una central térmica a vapor, el costo va de los 700 a 900 dólares por Kilovatio de capacidad instalada, mientras que el costo de Instalación de una central térmica a gas va de 500 a 600 dólares por Kilovatio de capacidad instalada.

Hernández, González y Cruz (2008), en su tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico Eléctrico en la Universidad Veracruzana (Veracruz – México), titulada “Diseño exergoeconómico de la geometría de un calentador de aire tubular vertical de tres pasos”, realizó un estudio acerca del método estructural termoeconómico para hallar el diseño geométrico óptimo de un calentador de aire tubular vertical, cuyo diseño original es ampliamente utilizado en calderas instaladas en ingenios azucareros. La función objetivo describe el costo total de operación asociado a las irreversibilidades debidas a la diferencia de temperaturas

y la caída de presión en función de los principales parámetros geométricos. Dicha función objetivo es continua dentro del rango de análisis, aunque tiene un fuerte comportamiento no lineal, por lo tanto, para resolverla se utilizó el Toolbox de Optimización del Software MATLAB 6.5, a través de la función FMINCON, que utiliza un algoritmo de media escala, la Programación Secuencial Cuadrática (PQS) y el método Cuasi-Newton. Se concluye, principalmente, con que el nuevo diseño propicia un decremento en los costos de operación del equipo de 1,97US\$/s al compararse con el de la caldera RETO45-28. Concluyendo mantener el diámetro en 40 mm; hasta donde los espacios de la caldera lo permitan, utilizar tubos más largos (10 m); colocar 100 tubos a lo ancho de la caldera y 50 en la profundidad para conformar un total de 5000 tubos. De esta forma, el coeficiente global de transferencia de calor se reduce a 20,30 W/(m² K), los NTU se incrementan a 7,22 y las velocidades de gases y aire se reducen a 7,50 y 3,48 m/s respectivamente. Así, el diseño del CA optimizado geoméricamente provoca un decremento en los costos de operación del equipo de 1,97 US\$/s al compararse con el de la caldera RETO 45-28.

Maldonado (2011), en su tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Civil Mecánico, en la Universidad de Chile, titulada “Diseño básico de una mini turbina a gas para cogeneración”, realizó el cálculo y diseño básico de la turbina, además de una descripción básica del sistema de cogeneración de potencia y calor, con miras a fabricar un prototipo de ensayo y verificación, en el cual el cálculo mecánico de los componentes se hace de manera analítica, usando herramientas computacionales donde sea estrictamente necesario; se hace un análisis simple del campo de temperaturas asociado a la operación continua de la turbina; se establecen los aspectos de diseño que ameritan una revisión mayor, incorporando herramientas computacionales de análisis, simulación y diseño. Finalmente, se elaboran planos de todos los componentes a fabricar o comprar, y se incluyen los archivos originales de las piezas a maquinar computacionalmente para su eventual fabricación. Se concluye: El calor remanente de los gases de combustión, mediante un intercambiador de calor, suministra calor para calefacción de espacios o bien calor útil para algún proceso industrial. De esta forma, se mejora sustancialmente el uso de la energía del combustible, permitiendo además un grado de

independencia del sistema interconectado de electricidad. El producto final de este proyecto es un sistema autónomo de generación de potencia eléctrica y calor útil para ser utilizado en edificios, industrias y procesos industriales. Este sistema podrá funcionar con una variedad de combustibles, tendrá la capacidad de operar de manera continua o a demanda, y será muy compacto, debido a la alta densidad de potencia de la turbina a gas. Un análisis de costos revela que las potencias eléctricas y calóricas serían mejor aprovechadas en un edificio pequeño donde los costos se reparten entre una mayor cantidad de residentes.

1.3. Teorías relacionadas al tema:

1.3.1.- Turbina a gas:

Una Turbina de Gas, es una turbomáquina motora, cuyo fluido de trabajo es un gas. Como la compresibilidad de los gases no puede ser despreciada, las turbinas a gas son turbomáquinas térmicas. Comúnmente se habla de las turbinas a gas por separado de las turbinas ya que, aunque funcionan con sustancias en estado gaseoso, sus características de diseño son diferentes, y, cuando en estos términos se habla de gases, no se espera un posible cambio de fase, en cambio cuando se habla de vapores sí. Las turbinas de gas son usadas en los ciclos de potencia como el ciclo Brayton y en algunos ciclos de refrigeración (Fernández, 1995).

1.3.2. Funcionamiento de la turbina a gas:

Durante el funcionamiento de una turbina de gas, de tipo simple, se envía aire comprimido a la cámara de combustión, en donde el combustible entra con caudal constante y se mantiene una llama continua. La ignición inicial se obtiene generalmente por medio de una chispa. El aire, calentado en la cámara de combustión se expande a través de toberas y adquiere una elevada velocidad. Parte de la energía cinética de la corriente de aire es cedida a los álabes de la turbina. Una fracción de esta energía se emplea para accionar el compresor y el resto para producir trabajo.

1.3.3. Partes de una turbina a gas:

Los principales elementos de la turbina de gas son cinco: la admisión de aire, el compresor, la cámara de combustión, la turbina de expansión y el rotor. A continuación se detallan las principales características de cada uno de estos elementos. (www.energiza.org)

1.3.3.1. Admisión de aire:

El sistema de admisión de aire consta de todos los elementos necesarios para que el aire entre en la turbina en las condiciones más adecuadas de presión, temperatura y limpieza. Para ello cuenta con filtros de varios tipos, que se encargan de eliminar la suciedad que pueda arrastrar el aire; y de una serie de sistemas que acondicionarán la temperatura para facilitar que entre a la turbina la mayor cantidad posible de masa de aire.

1.3.3.2. Compresor de aire:

La función del compresor es elevar la presión del aire de combustión (una vez filtrado) antes que entre en la cámara de combustión, en una relación que varía según la turbina pero que normalmente está comprendida entre 10:1 y 40:1. Esta compresión se realiza en varias etapas y consume aproximadamente las 2/3 partes del trabajo producido por la turbina.

El control de la entrada de aire para la combustión se realiza variando el ángulo de inclinación de las ruedas iniciales de álabes del compresor. A mayor ángulo, mayor cantidad de aire de entrada al compresor, y por tanto, a la turbina. Este método se usa para mejorar el comportamiento a carga parcial de la turbina de gas.

Una parte del aire del compresor se utiliza para refrigeración de álabes y de la cámara de combustión, de forma que aproximadamente un 50% de la masa de aire es usado para este fin.

1.3.3.3. Cámara de combustión:

En ella tiene lugar la combustión a presión constante del gas combustible junto con el aire. Esta combustión a presión obliga a que el combustible sea introducido a un nivel de presión adecuado, que oscila entre 16 y 50 bar.

Debido a las altas temperaturas que pueden alcanzarse en la combustión y para no reducir demasiado la vida útil de los elementos componentes de la cámara, se trabaja con un exceso de aire alto, utilizando del 300 al 400% del aire teórico necesario, con lo que se consigue por un lado reducir la temperatura de llama y por otro refrigerar las partes más calientes de la cámara. Parte del aire que procede del compresor, se dirige directamente hacia las paredes de la cámara de combustión para mantener su temperatura en valores convenientemente bajos. Otra parte se hace circular por el interior de los álabes de la turbina, saliendo por orificios en los bordes que crean una película sobre la superficie de los álabes.

1.3.3.4. Turbina de expansión:

En la turbina es donde tiene lugar la conversión de la energía contenida en los gases de combustión, en forma de presión y temperatura elevada (entalpía), a potencia mecánica (en forma de rotación de un eje). Como se ha indicado antes, una parte importante de esta potencia es absorbida directamente por el compresor.

Los gases, que entran a la turbina a una temperatura de 1200-1400°C y una presión de 10 a 30 bar., salen a unos 450-600°C. Esa alta temperatura hace que la energía que contienen pueda ser aprovechada bien para mejorar el rendimiento de la turbina (con un sistema conocido como REGENERACIÓN, que consiste en utilizar estos gases para calentar adicionalmente la mezcla en la cámara de combustión) o bien, como es más habitual, para generar vapor en una caldera de recuperación. Ese vapor posteriormente se introduce en una turbina de vapor consiguiéndose un aumento del rendimiento global igual o incluso superior al 55% (el rendimiento de la turbina de gas es de 30-35%). (www.energiza.org).

Diagramas P-V (Presión -volumen) y T-S (Temperatura-Entropía) ideal.

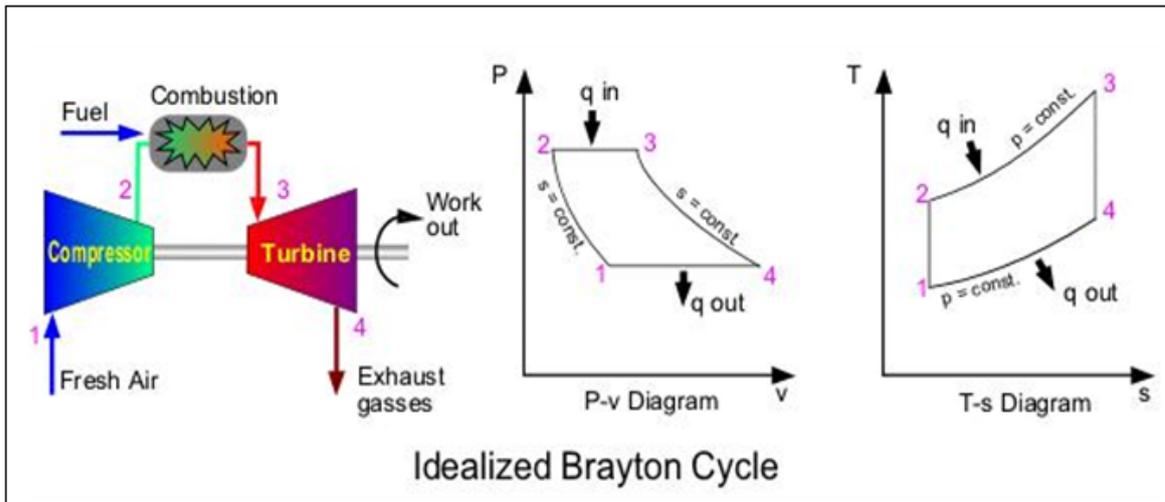


Figura 01. Diagramas térmicos de un ciclo Brayton sin regenerador.

1.3.4. Temperatura máxima de gases calientes que alcanza una turbina a gas en su cámara de combustión:

La temperatura máxima de los gases calientes es de 1800°C que alcanza en la zona de combustión, Los gases, que entran a la turbina a una temperatura de 1000-1300°C y una presión de 10 a 30 bares, salen a unos 450-600°C y a una presión ligeramente superior a la atmosférica, formando una capa de aire de refrigeración entre la cámara y el exterior (Fernández, 1995).

1.3.5. Presión y Temperatura de almacenamiento del gas natural.

El GNL es gas natural que ha sido enfriado hasta el punto que se condensa a líquido, lo cual ocurre a una temperatura de aproximadamente menos 161 °C y a presión atmosférica. La licuefacción reduce el volumen aproximadamente en 600 veces, lo que lo hace más económico para transportar entre continentes, en embarcaciones marítimas especiales.

1.3.6. Regenerador:

Un intercambiador de calor regenerativo, o más comúnmente un regenerador, es un tipo de intercambiador de calor donde el calor del fluido caliente se almacena de

forma intermitente en un medio de almacenamiento térmico antes de que se transfiera al fluido frío. Para lograr esto el fluido caliente se pone en contacto con el medio de almacenamiento de calor, a continuación, se desplaza el fluido con el fluido frío, que absorbe el calor (Martínez, 2010).

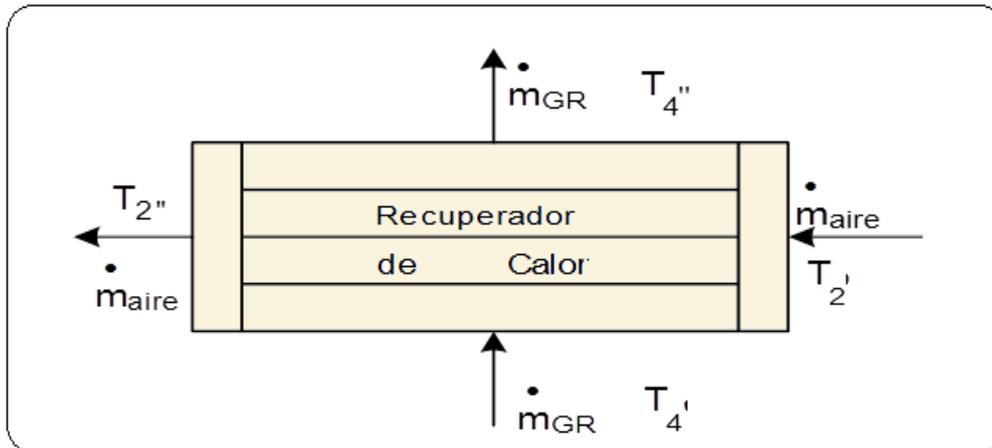


Figura 02. Regenerador (precalentador de aire).

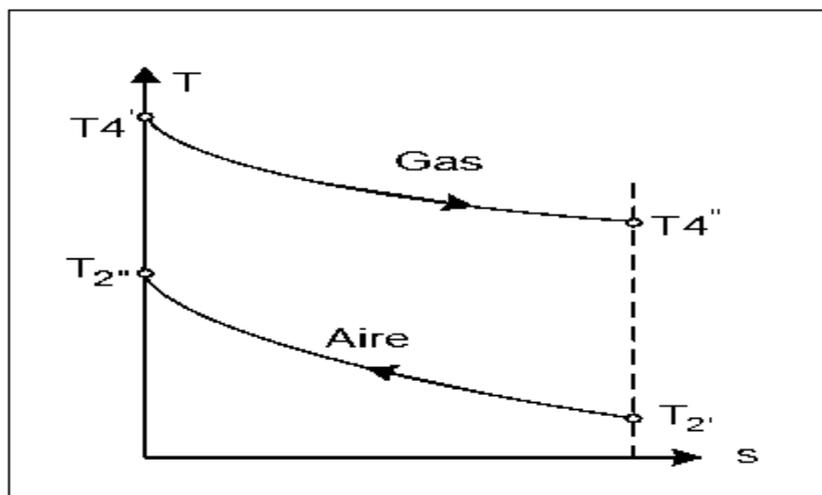


Figura 03. Diagrama de temperaturas en precalentador.

1.3.7. Equipos de un ciclo brayton:

En la figura 04, se muestra el esquema ciclo brayton, para la producción de energía eléctrica.

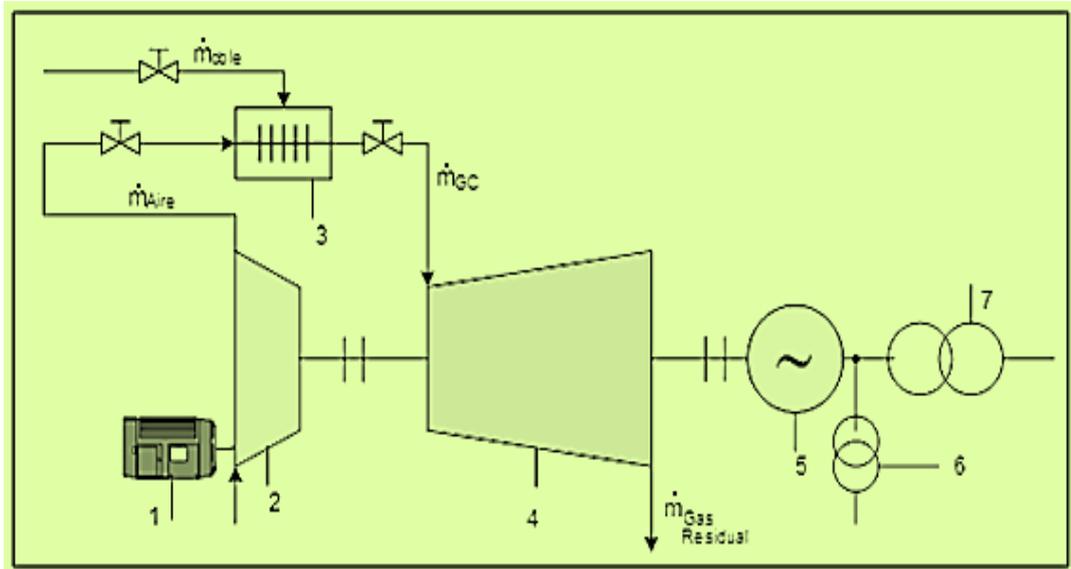


Figura 04. Ciclo brayton simple.

Dónde:

1. Motor eléctrico accionamiento de turbocompresor, al arranque
2. Turbocompresor de aire para combustión
3. Cámara de combustión
4. Turbina a gas.
5. Generador eléctrico trifásico
6. Transformador reductor, para servicio interno de Central
7. Transformador elevador, para entrega de energía eléctrica al SEIN

Diagrama P-V (Presión -volumen) y T-S (Temperatura-Entropía) real.

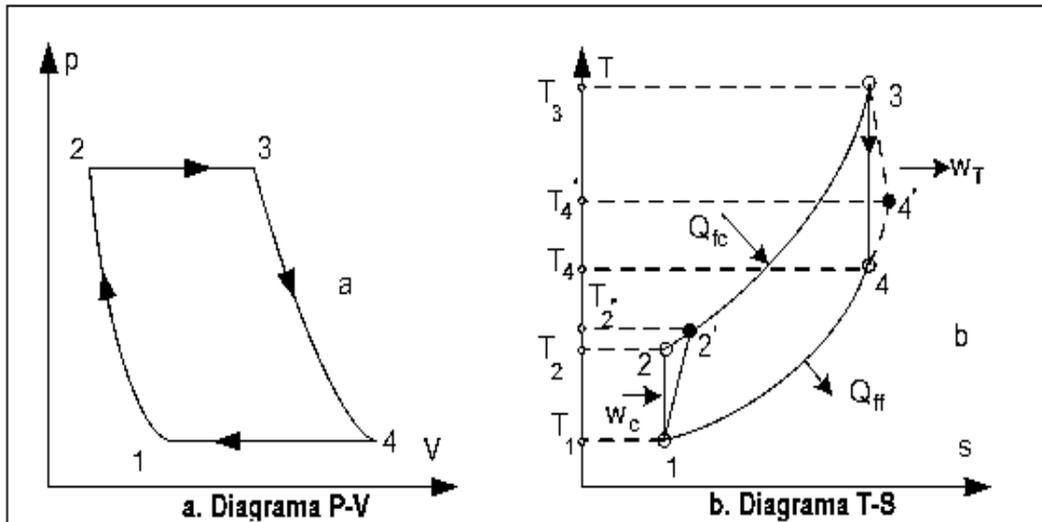


Figura 05. Diagramas P-V y T-S del ciclo brayton

De la figura 1.7. a:

- 1→2: Compresión adiabática del aire para la combustión
- 2→3: Combustión isobárica
- 3→4: Distensión adiabática
- 4→1: Evacuación isobárica de gases residuales

De la figura 1.7. b:

- 1→2: Compresión adiabática (teórica) del aire para la combustión
- 1→2': Compresión real del aire para la combustión
- 2→3: Combustión isobárica teórica
- 2→3': Combustión real
- 3→4: Distensión adiabática (teórica) del gas en turbina
- 3→4': Distensión real del gas en turbina
- 4→1: Evacuación isobárica de gases residuales

1.3.8. Ciclo brayton con recuperación de calor:

En la figura 06. Se muestra el esquema ciclo brayton regenerativo, con recuperación de calor

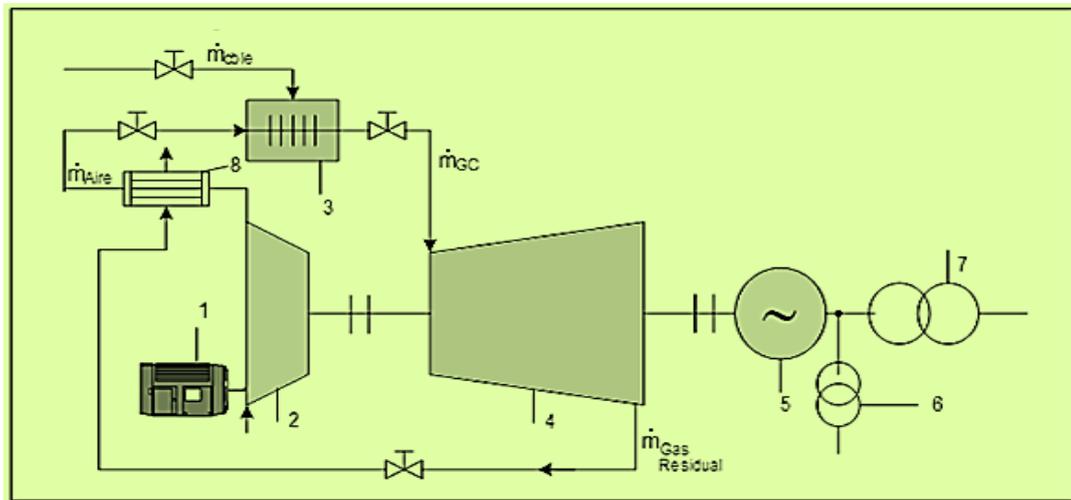


Figura 06. Ciclo brayton regenerativo.

En la figura 07, se muestra el diagramas P-V y T-S del ciclo brayton regenerativo en recuperación de calor

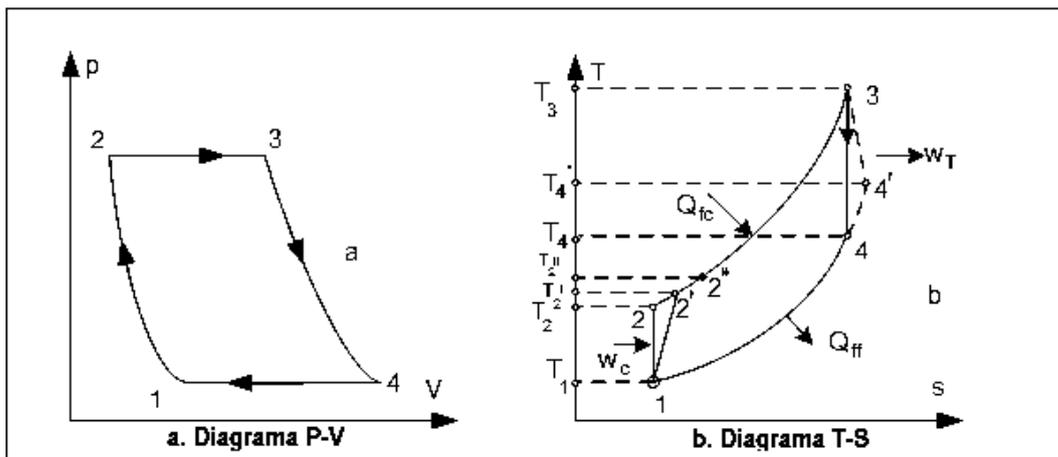


Figura 07. Diagramas P-V y T-S del ciclo brayton regenerativo.

En el diagrama T –S: T_2'' es la temperatura del aire a la salida del calentador regenerador de calor (entrada a la cámara de combustión).

En diagrama T-S, tenemos:

- Fase $2'' \rightarrow 3$: Combustión real, con temperatura del aire a la salida del recuperador de calor, T_2''

- En la fase $2 \rightarrow 2'$: se produce el consumo del trabajo unitario en el turbocompresor, necesario para la compresión del aire para la combustión.
- En la fase $3 \rightarrow 4'$ se produce la distensión real de los gases en la turbina, con la entrega del trabajo mecánico unitario en el eje de salida de la turbina.

1.3.9. Memoria de cálculo para la central termoeléctrica en ciclo brayton regenerativo.

Es el procedimiento analítico para dimensionar una central en ciclo brayton, (Martínez, 2010).

a) Temperatura ideal del aire a la salida del compresor:

$$T_2 = \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} * T_1 \quad \dots \dots (2.1)$$

Dónde:

- ε : Relación de aumento de presión.
- k: constante adiabática del aire.
- T_1 : Temperatura del aire, ingreso al compresor.

b) Temperatura real del aire a la salida del compresor:

$$T'_2 = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{\text{isen-comp}}} \quad \dots \dots (2.2)$$

Dónde:

- T_1 : Temperatura del aire, ingreso al compresor.
- T_2 : Temperatura del aire ideal, salida del compresor.
- $\eta_{\text{isen-comp}}$: Rendimiento isentropico de compresión

c).Temperatura máxima del ciclo brayton:

$$T_3 = \frac{[R_{\text{aire-comb}} * C_{p\text{aire}} * t_{\text{aire}} + \text{PCI} + t_{\text{cble}} * C_{p\text{cble}}]}{R_{\text{G.C-cble}} * C_{p\text{G.C}}} * \eta_{\text{cc}} \dots (2.3)$$

Dónde:

- $R_{\text{aire-comb}}$: Relación aire/combustible.
- $C_{p\text{aire}}$: Calor específico a presión constante del aire
- t_{aire} : Temperatura del aire de ingreso a la cámara de combustión.
- PCI: Poder calorífico inferior del combustible
- t_{cble} : Temperatura del combustible
- $C_{p\text{cble}}$: Calor específico a presión constante del combustible
- $R_{\text{G.C-cble}}$: Relación gases calientes/combustible
- $C_{p\text{G.C}}$: Calor específico a presión constante del gas caliente
- η_{cc} : Rendimiento de la cámara de combustión

d) Temperatura de salida ideal de los gases calientes de la turbina:

$$T_4 = T_3 * \varepsilon^{\frac{1-k}{k}} \dots \dots \dots (2.4)$$

Dónde

- T_3 : Temperatura máxima en la cámara de combustión.
- ε : Relación de aumento de presión.
- k: constante adiabática del aire.

e) Temperatura de salida real de los gases calientes de la turbina:

$$T'_4 = T_3 - \eta_{\text{isen-turb.}} * (T_3 - T_4) \dots \dots \dots (2.5)$$

Dónde:

- T_3 : Temperatura máxima en la cámara de combustión.
- $\eta_{\text{isen-turb.}}$: Rendimiento isentropico de expansión
- T_4 : Temperatura ideal, salida de la turbina

f) Potencia consumida por el compresor:

$$P_{T.C} = \dot{m}_{\text{aire}} * (T'_2 - T_1) * \overline{Cp}_{\text{aire}} \quad \dots \dots \dots (2.6)$$

Dónde:

- $P_{T.C}$: Potencia del compresor.
- \dot{m}_{aire} : Flujo másico de aire
- T'_2 : Temperatura real del aire, salida del compresor.
- $\overline{Cp}_{\text{aire}}$: Calor específico promedio del aire en el compresor.

g) Potencia generada por la turbina a gas:

$$P_{T.G} = \dot{m}_{G.C} * \overline{Cp}_{G.C} * (T_3 - T'_4) \quad \dots \dots \dots (2.7)$$

Dónde:

- $P_{T.G}$: Potencia de la turbina a gas
- $\dot{m}_{G.C}$: Flujo másico de gases calientes
- $\overline{Cp}_{G.C}$: Calor específico promedio de los gases calientes.
- T_3 : Temperatura máxima en la cámara de combustión.
- T'_4 : Temperatura real de los gases, salida de la turbina.

h) Potencia útil del ciclo brayton para la generación de energía eléctrica:

$$P_u = P_{TG} - P_{T.C} \quad \dots \dots \dots (2.8)$$

Dónde:

- P_u : Potencia útil.
- $P_{T.C}$: Potencia del compresor.
- $P_{T.G}$: Potencia de la turbina a gas

i) Potencia en bornes del generador eléctrico:

$$P_{GE} = P_u * \eta_m * \eta_{GE} \dots \dots \dots (2.9)$$

Dónde:

P_{GE} = Potencia del generador eléctrico 2000 kW

η_m = Rendimiento mecánico 97%

η_{GE} = Rendimiento del generador eléctrico 98.5%

j) Balance de energía en ciclo brayton regenerativo con precalentador:

$$\dot{m}_{comb\ 1} * R_{aire-comb} * \left(\frac{cp'_{aire\ 2} + cp''_{aire\ 2}}{2} \right) * (T''_2 - T'_2) = \dot{m}_{comb\ 1} * R_{GC-comb} * \left(\frac{cp'_{GR\ 4} + cp''_{GR\ 4}}{2} \right) * (T'_4 - T''_4) * \eta \dots \dots \dots (2.10)$$

1.3.10. Poder calorífico inferior para el gas natural:

El poder calorífico expresa la energía máxima que puede liberar la unión química entre un combustible y el comburente y es igual a la energía que mantenía unidos los átomos en las moléculas de combustible (energía de enlace), menos la energía utilizada en la formación de nuevas moléculas en las materias (generalmente gases) formadas en la combustión.

El Poder calorífico inferior para un combustible gaseoso o líquido, según la ecuación matemática de Dulong, (Beltrán, 2008).

Según la ecuación matemática de Dulong, para combustibles gaseosos

$$PCI = \frac{M_{Cm} * PCI_{carb.} + M_{Hn} * PCI_{hid.}}{M_{CmHn}} \dots \dots \dots (2.11)$$

Dónde:

- M_{Cm} : Peso atómico del compuesto de carbono.
- $PCI_{carb.}$: Poder calorífico inferior del carbono.

- M_{Hn} : Peso atómico del compuesto de hidrogeno.
- $PCI_{hid.}$: Poder calorífico inferior del hidrogeno.
- M_{CmHn} : Peso atómico del compuesto.

Se tiene:

$$PCI_{Gas\ natural} = \sum_{i=1}^n PCI_{C_mH_n} * g_{C_mH_n} \quad \dots \dots \dots (2.12)$$

De donde:

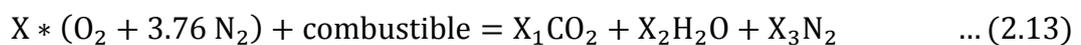
- PCI_{GN} : Poder calorífico inferior del gas natural.
- $PCI_{C_2H_6}$: Poder calorífico inferior del etano.
- $PCI_{C_3H_8}$: Poder calorífico inferior del propano.
- $PCI_{C_5H_{12}}$: Poder calorífico inferior del pentano.
- $PCI_{C_1H_4}$: Poder calorífico inferior del metano.
- $PCI_{C_4H_{10}}$: Poder calorífico inferior del butano.
- $g_{C_2H_6}$: Participación másica del etano.
- $g_{C_3H_8}$: Participación másica del propano.
- $g_{C_5H_{12}}$: Participación másica del pentano.
- $g_{C_1H_4}$: Participación másica del metano.
- $g_{C_4H_{10}}$: Participación másica del butano.

1.3.11. Balance estequiométrico:

Es el cálculo de las relaciones cuantitativas entre reactantes (o también conocidos como reactivos) y productos en el transcurso de una reacción química (Fernández, 1996), tenemos:

a) Balance en combustión perfecta:

Es aquella en que tenemos la cantidad exacta de comburente para oxidar todas las partículas combustibles. No falta ni sobra oxígeno y se oxidan todos los carbonos, hidrógenos y nitrógenos.



De donde: X , X_1 , X_2 y X_3 detallan la cantidad de Kmol del oxígeno, dióxido de carbono, agua y nitrógeno.

b) Balance en combustión completa:

Es aquella donde utilizamos un exceso de comburente para asegurarnos que se oxiden todos los elementos del combustible. En los productos de la combustión va a aparecer un sobrante de comburente pero ningún elemento combustible no oxidado completamente.

$$X * \lambda * (O_2 + 3.76 N_2) + \text{combustible} = X_1 CO_2 + X_2 H_2O + X_3 N_2 + W O_2 \dots \dots (2.14)$$

Dónde:

λ : Porcentaje de aire teórico [%]

W: Número de moles del oxígeno [Kmol]

1.3.12. Relación aire-combustible:

Expresa la cantidad necesaria de aire por cada kilogramo de combustible quemado que se necesita para la combustión de una caldera (Cengel, 2007).

$$R_{\text{aire}}^{\text{cble}} = \frac{X * \lambda * (O_2 + 3.76 N_2)}{\text{combustible}} \dots \dots \dots (2.15)$$

Dónde:

$R_{\text{aire}}^{\text{cble}}$: Relación aire combustible $\left[\frac{\text{Kgaire}}{\text{Kgcbble}} \right]$

X: Número de moles del oxígeno [Kmol]

λ : Porcentaje de aire teórico [%]

1.3.13. Relación aire / combustible de las calderas.

$$R_{\text{aire}}^{\text{cble}} = \frac{\text{PCI} + C_{p_{\text{cble}}} * T_{\text{cble}} - C_{p_{\text{GC}}} * T_{\text{GC}}}{C_{p_{\text{GC}}} * T_{\text{GC}} - C_{p_{\text{aire}}} * T_{\text{aire}}} \dots \dots \dots (2.16)$$

1.3.14. Gas natural:

Es un combustible compuesto por una mezcla de hidrocarburos livianos en fase gaseosa, compuesta principalmente por metano. El gas natural tiene diversas aplicaciones en la industria, el comercio, la generación eléctrica, el sector residencial y el transporte de pasajeros.

1.3.15. Tanques de almacenamiento de gas natural:

Pueden tener varios diseños. En concreto, los tanques auto portantes pueden ser de contención sencilla o simple, de contención doble y de contención completa o total. De todos ellos el tipo que presenta un mayor grado de seguridad es el correspondiente con el de contención total, siendo este tipo el adoptado en instalaciones de almacenamiento de gas natural recientes a nivel internacional.

El tanque interior es de acero inoxidable, diseñado para soportar las extremadas bajas temperaturas del GNL, y el exterior es de hormigón armado, impermeable a los vapores de gas natural que se pudieran producir como consecuencia de una hipotética fuga en el tanque interior. Entre ambos tanques existe un espacio relleno de un material especialmente aislante que mantiene el GNL a la temperatura de -160°C (es como un termo gigante) (www.gascan.es).

1.3.16. Periodo de retorno de la inversión:

Es el periodo en el cual se obtendrán los beneficios netos, es decir el tiempo donde la inversión en activos fijos fue amortizada en su totalidad por los beneficios del proyecto.

$$\text{PRI} = \frac{I \text{ [N. S]}}{B \left[\frac{\text{N. S}}{\text{año}} \right]} \dots \dots \dots (2.17)$$

Dónde:

- PRI: Periodo del retorno de la inversión[Años]
- I: Inversión en activos fijos. [N. S]
- B: Beneficio del proyecto. $\left[\frac{N.S}{\text{año}}\right]$

1.3.17. Generador eléctrico:

Un generador eléctrico es todo dispositivo capaz de mantener una diferencia de potencial eléctrico entre dos de sus puntos, llamados polos, terminales o bornes, (Zubicaray, 2010).

La potencia de un generador eléctrico en bornes se calcula:

$$P_{G.E} = P_{eje} * \eta_m * \eta_{G.E} \quad \dots \dots (2.18)$$

Dónde:

- $P_{G.E}$: Potencia del generador eléctrico [KW]
- P_{eje} : Potencia en el eje de una turbina [KW]
- η_m : Rendimiento mecánico.
- $\eta_{G.E}$: Rendimiento del generador eléctrico.

- Rendimiento de un Turbo - Generador:

$$\eta_{T.G} = \frac{P_{G.E}}{Q_{fc}} \quad \dots \dots (2.19)$$

1.3.18. Transformador Trifásico:

El transformador es un dispositivo que convierte la energía eléctrica alterna de un cierto nivel de tensión, en energía alterna de otro nivel de tensión, basándose en el fenómeno de la inducción electromagnética. Está constituido por dos o más bobinas de material conductor, devanadas sobre un núcleo cerrado de material ferromagnético, pero aisladas entre sí eléctricamente, (Zubicaray, 2010).

La potencia en un transformador se calcula:

$$P_{trafo} = P_{eje} * \eta_m * \eta_{G.E} * \eta_{trafo} \quad \dots \dots (2.20)$$

Dónde:

- P_{trafo} : Potencia del transformador [KW]
- η_m : Rendimiento mecánico.
- $\eta_{G.E}$: Rendimiento del generador eléctrico.
- $\eta_{G.E}$: Rendimiento del transformador eléctrico.

- Potencia Aparente:

Señala que la red de alimentación de un circuito no sólo ha de satisfacer la energía consumida por los elementos resistivos, sino que también ha de contarse con la que van a "almacenar" las bobinas y condensadores.

La potencia aparente se calcula:

$$S_n = \frac{P_{\text{trafo}} * f. s}{\cos\varphi} \quad \dots \dots (2.21)$$

Dónde:

- S_n : Potencia aparente [KVA]
- P_{trafo} : Potencia del transformador [KW]
- f. s: factor de servicio.
- $\cos\varphi$: factor de potencia.

- Intensidad eléctrica:

La corriente eléctrica o intensidad eléctrica es el flujo de carga eléctrica por unidad de tiempo que recorre un material

La intensidad eléctrica se divide en:

a) intensidad eléctrica nominal:

$$I_n = \frac{S_n}{\sqrt{3} * U_n} \quad \dots \dots (2.22)$$

Dónde:

- I_n : Corriente nominal [A]
- S_n : Potencia aparente [KVA]
- U_n : Voltaje nominal [KV]

b) corriente de diseño:

$$I_d = \frac{I_n}{F_1 * F_2 * F_3} \quad \dots \dots (2.23)$$

Dónde:

- I_d : Corriente de diseño [A]
- I_n : Corriente nominal [A]
- F_1 : Factor de corrección por temperatura (0.90-0.92)
- F_2 : Factor de corrección por diferentes resistencias térmicas de terreno (0.91-0.93)
- F_3 : Factor de corrección por diferente profundidad de enterramiento del cable (0.92-0.94)

- Reactancia inductiva e Impedancia:

Se denomina reactancia a la oposición ofrecida al paso de la corriente alterna por inductores (bobinas) y condensadores.

Y la impedancia es la oposición al paso de la corriente alterna. A diferencia de la resistencia, la impedancia incluye los efectos de acumulación y eliminación de carga e/o inducción magnética.

La reactancia, la impedancia y la resistencia están relacionadas por la siguiente ecuación:

$$Z = \sqrt{R_{\max}^2 + X_L^2} \quad \dots \dots (2.24)$$

Dónde:

- Z : Impedancia [Ω]

- R_{\max} : Resistencia eléctrica de un conductor máxima [Ω]
- X_L : Reactancia [Ω]

Donde, también se puede deducir que el factor de potencia es:

$$\cos\varphi = \frac{R_{\max}}{Z} \quad \dots \dots (2.25)$$

- Conductor eléctrico:

Un conductor eléctrico es un material que ofrece poca resistencia al movimiento de carga eléctrica.

Para diseñar un conductor eléctrico, se deben tener en cuenta tres pasos:

- Por capacidad de corriente: la corriente máxima del conductor tiene que ser mayor a la corriente de diseño en operación del conductor

Es decir:

$$I_{\max} > I_d \quad \dots \dots (2.26)$$

- Por verificación de caída de tensión: la caída de tensión de los conductores debe ser menor a la caída de tensión admisible permitida.

$$\Delta U_{cd} < \Delta U_{adm} \quad \dots \dots (2.27)$$

Dónde:

ΔU_{cd} : Caída de voltaje en los conductores [V]

$$\Delta U_{cd} = \sqrt{3} * I_d * L * (R_{\max} * \cos\varphi + X_L * \sen\varphi) \quad \dots \dots (2.28)$$

ΔU_{adm} : Caída de voltaje admisible permitida [V]

$$\Delta U_{adm} \approx 3.5\% * U_n \quad \dots \dots (2.29)$$

- Verificación por corto circuito: donde la superficie o área transversal en corto circuito debe ser menor al área transversal del conductor seleccionado.

Es decir:

$$S_{CC} < S \quad \dots \dots (2.30)$$

Tenemos:

▪ S_{CC} : Superficie en corto circuito [mm^2]

$$S_{CC} = \frac{I_{cc}}{13 * \left(\frac{\Delta\epsilon}{t}\right)^{0.5}} \quad \dots \dots (2.31)$$

Dónde:

- $\Delta\epsilon$: Incremento de temperatura a efecto de C.C [$^{\circ}\text{C}$]
- t : Tiempo de duración del corto circuito [s]
- I_{cc} : Corriente en corto circuito [A]

$$I_{cc} = \frac{P_{CC}}{\sqrt{3} * U_n} \quad \dots \dots (2.32)$$

Dónde:

- P_{CC} : Potencia de corto circuito [VA]
- U_n : Voltaje nominal del sistema [KV]

1.3.19. Balance de energía en un intercambiador de calor:

El balance de energía se basa en la ley de la conservación de energía que indica que en un proceso, la energía no se crea, ni se destruye, sólo se transforma.

En un balance total de energía se toma en cuenta las transferencias de energía a través de los límites del sistema (Cengel, 2007).

$$\sum \dot{m}_{\text{entrada}} * h_{\text{entrada}} = \sum \dot{m}_{\text{salida}} * h_{\text{salida}} \quad \dots \dots \dots (2.33)$$

Dónde:

- \dot{m}_{entrada} : Flujo másico de entrada al sistema $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \right]$
- h_{entrada} : Entalpia del fluido de entrada $\left[\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} \right]$
- \dot{m}_{salida} : Flujo másico de Salida del sistema $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \right]$
- h_{salida} : Entalpia del fluido de salida $\left[\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} \right]$

1.4. Formulación del problema:

¿Se reducirán los costos de energía eléctrica, mediante la conversión energética al ciclo brayton con recuperación de calor de la empresa Ribaudó S.A., a partir de la determinación técnico económica?

1.5. Justificación del estudio:

1.5.1. Relevancia económica:

La conversión de planta térmica con grupo electrógeno a ciclo brayton con recuperación de calor, reducirá los costos de energía eléctrica

1.5.2. Relevancia tecnológica:

La aplicación de la ingeniería energética para la conversión de plantas térmicas con grupo electrógeno a ciclo brayton, permite conocer nuevas formas de generación de energía eléctrica a través de turbinas a gas con recuperadores de calor.

1.5.3. Relevancia socio-ambiental:

El presente proyecto pretende dejar de lado la generación de energía eléctrica con grupo electrógeno, eliminando las TM/año de CO₂, producidas por los motores

diésel, utilizando combustibles más limpios como el gas natural para la generación de energía eléctrica en ciclo brayton, contribuyendo así al impacto ambiental.

1.5.4. Relevancia institucional:

El estudio sobre la conversión de planta térmica con grupo electrógeno a ciclo brayton con recuperación de calor hace que estudiantes de la Universidad Cesar Vallejo aprendan nuevas formas de generación de energía eléctrica a través de la turbina a gas, es decir extiendan y aplique sus conocimientos en el área energética.

1.6. Hipótesis:

Se reducirán los costos de energía eléctrica, mediante la conversión energética al ciclo brayton con recuperación de calor de la empresa Ribaud S.A a partir de la determinación técnico económica.

1.7. Objetivos:

1.7.1. Objetivo general:

Determinar técnica, económica y financieramente la conversión energética al ciclo Brayton con recuperación de calor para reducir los costos de energía eléctrica en la empresa Ribaud S.A.A.

1.7.2 Objetivos específicos:

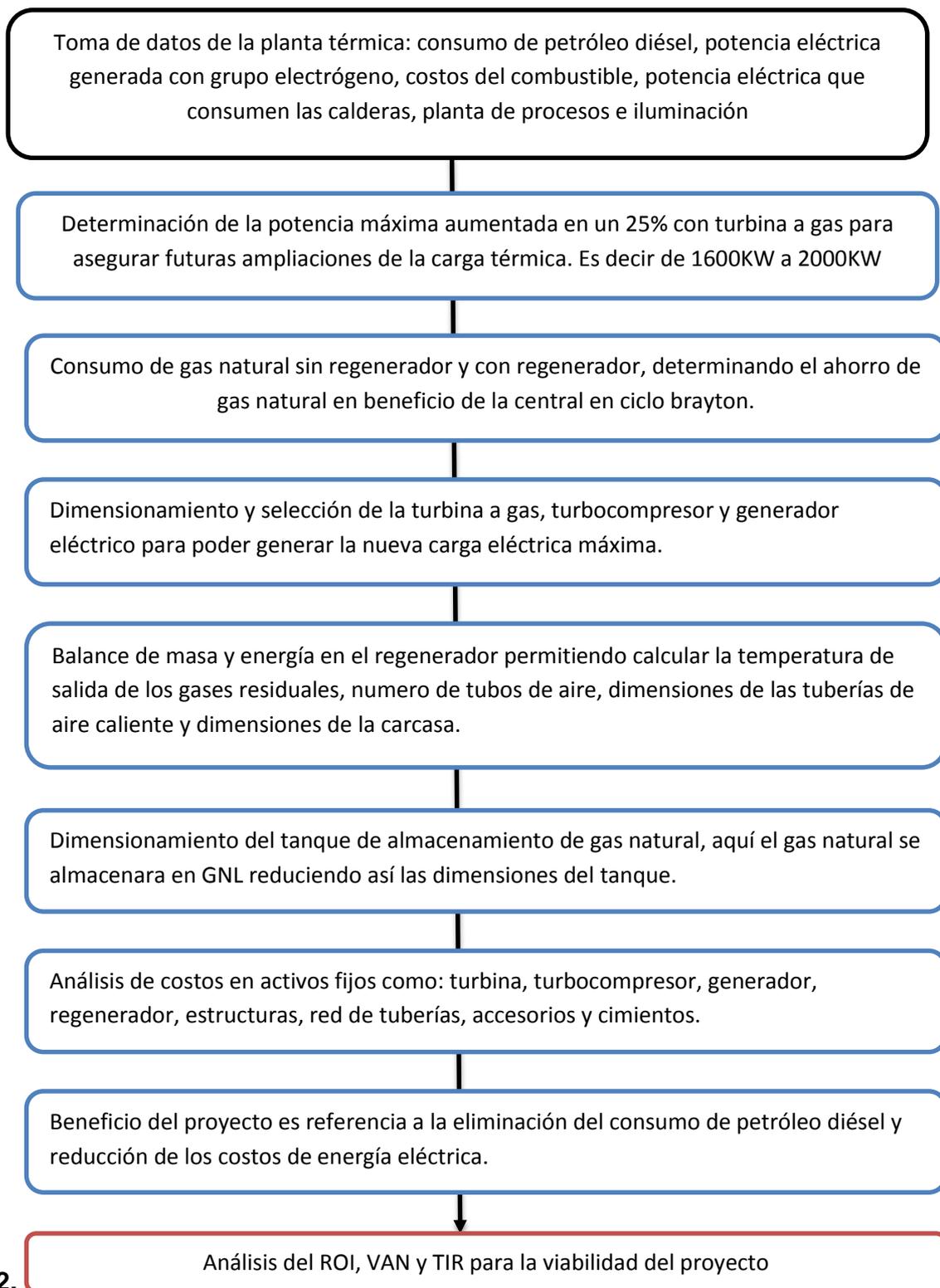
- Evaluar condiciones actuales de generación eléctrica y proceso térmico de la planta.
- Determinar el consumo de gas natural para producir la potencia eléctrica demandada por la planta térmica sin la implementación de un regenerador.
- Diseñar el regenerador (flujo másico de gas natural, material, número de tubos, número de cédula, longitud de los tubos, caída de presión y dimensiones de la carcasa).

- Diseñar el tanque de almacenamiento de gas natural (intervalos de abastecimiento de combustible, parámetros de operación) y accesorios de seguridad.
- Seleccionar la turbina a gas, turbocompresor, accesorios para su control y dimensionar los conductores eléctricos.
- Realizar un análisis estructural y cimentación para el regenerador.
- Realizar un estudio de impacto ambiental de gases residuales evacuados a la atmosfera por el grupo electrógeno.
- Comparar el costo unitario de generación de energía eléctrica con grupo electrógeno y ciclo brayton con recuperación de calor.
- Realizar un estudio económico: Beneficio útil, inversión en activos fijos, R.O.I, VAN y TIR para la viabilidad del presente proyecto.

II.- MÉTODO

2.1. Diseño de investigación:

Pre experimental.



2.2.1. Variables:

2.2.1.1. Variables independientes:

- Flujo volumétrico de petróleo diésel.
- Potencia eléctrica activa consumida por planta térmica.
- Temperatura máxima en cámara de combustión de turbina a gas.
- Temperatura y presión del aire atmosférico.

2.2.1.2. Variables dependientes:

- Producción neta de energía eléctrica en ciclo Brayton con recuperación de calor.
- Flujo másico de gas natural con regenerador.
- Costos en activos fijos.
- Beneficios económicos.
- Retorno Operacional de la Inversión, ROI.

2.2.2. Operacionalización de variables:

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Variables independientes				
Flujo volumétrico de petróleo diésel.	Es la magnitud que expresa la variación del volumen en el tiempo a través de un área específica.	Es el flujo de petróleo diésel consumido por los dos grupos electrógenos para la producción de E.E.	Registros de consumo de combustible (Flujómetro)	Cuantitativa [Gal/h]
Potencia eléctrica activa	Es la potencia capaz de transformar la energía eléctrica en trabajo.	Es la potencia consumida en los sistemas de calderas, planta de procesos e iluminación.	Registros de E.E (Watímetro)	Cuantitativa [KW]
Temperatura máxima en cámara de combustión	Es la temperatura máxima de la mezcla de dos reactantes en la	Es la temperatura de operación de una turbina a gas para la	Análisis energético (Termómetro)	Cuantitativa [°C]

	combustión de un combustible.	producción eficiente de E.E.		
Temperatura y presión del aire atmosférico.	<p>Temperatura atmosférica: Es el parámetro climático que se refiere al grado de calor específico del aire en un lugar y momento determinados</p> <p>Presión atmosférica: Es la fuerza por unidad de superficie que ejerce el aire sobre la superficie terrestre.</p>	Son el temperatura del aire y presión atmosférica de ingreso al turbocompresor en la central termoeléctrica en ciclo brayton con recuperación de calor.	Registros de pronósticos del medio ambiental (SENAMHI)	Cuantitativa [°C] [Pa]
Producción neta de energía eléctrica	Es la suma (vectorial) de la potencia que disipa dicho circuito y se transforma en calor o trabajo (Activa) y la potencia utilizada para la formación de los campos eléctrico y magnético de sus componentes (Reactiva).	Es la energía máxima entregada por el grupo electrógeno y la que tendría que generar la central en ciclo brayton con recuperación de calor para cumplir con la demanda de E.E.	Análisis energético	Cuantitativa [KW]
Flujo másico de gas natural con regenerador	Es la magnitud que expresa la variación de la masa en el tiempo a través de un área específica.	Es el consumo de gas natural optimo consumido por la central en ciclo brayton debido a la implementación de un regenerador para calentar el aire evacuado del turbocompresor.	Análisis energético	Cuantitativa [Lb/h]
	Son los costos de adquisición más los gastos de fletes, seguro de la	Son los costos en turbina a gas, instalación (de la red de gas),		

Costos en activos fijos.	transportación, instalación y montaje, función de prueba y cualquier otro costo necesario para hacer que el activo fijo quede listo para ser usado.	tanque de almacenamiento y cimientos.	Análisis de costos	Cuantitativa [S./]
Beneficios económicos.	Es la ganancia que se obtiene de un proceso o actividad económica.	Es el beneficio obtenido de la resta de los costos de E.E con grupo electrógeno y los costos de E.E con ciclo brayton regenerativo.	Análisis de costos	Cuantitativa [S./año]
Retorno Operacional de la Inversión, ROI.	Es una razón financiera que compara el beneficio o la utilidad obtenida en relación a la inversión realizada.	Es el tiempo donde se va a recuperar la inversión inicial con el cambio de grupo electrógeno a ciclo brayton regenerativo.	Análisis de costos	Cuantitativa [Años]

2.3. Población, muestra y muestreo

2.3.1. Población:

Plantas pesqueras del departamento de Ancash

2.3.2. Muestra:

Empresa pesquera Ribaudó S.A

2.3.3. Muestreo:

Muestreo no probabilístico - intencional.

2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos:

Para el presente desarrollo de tesis, se utilizaran las siguientes técnicas e instrumentos, según se detallan:

Tabla 04. Técnicas e instrumentos del proyecto

Técnicas	Instrumentos
Observación	Termómetros, vatímetros, Flujómetro, registros de consumo de combustible y registros de energía eléctrica.
Entrevista	Guía de entrevista.

2.5. Método de análisis de datos:

- En la observación, se tomaron datos de planta como temperatura del combustible, potencia eléctrica activa, flujo volumétrico de diésel, pagos mensuales de energía eléctrica, costo unitario de energía eléctrica y condiciones ambientales.

- La entrevista, se realizó a técnicos de la sala de calderas y planta de procesos, para obtener datos como modelo del grupo, características de motores diésel y alternadores. También se proporcionó el costo del petróleo diésel puesto en la planta térmica; el flujo volumétrico de diésel consumido por el grupo electrógeno; potencia eléctrica activa de los sistemas de calderas, planta de procesos e iluminación. Con estos datos se implementará la central en ciclo brayton, determinando la potencia neta eléctrica y consumo de gas natural óptimo con la instalación de un regenerador.

Mediante la recolección de datos: se realiza un análisis energético a través de balances de masa y energía, permitiendo calcular: la potencia máxima a generar con turbina a gas, consumo de gas natural en ciclo brayton sin regenerador y con regenerador para determinar el ahorro de flujo de gas, temperatura máxima de gases calientes en la cámara combustión, temperatura del aire entregada por el turbocompresor, temperatura de salida de los gases residuales. También se realizará un análisis de costos, permitiendo comparar los costos unitarios de energía con grupo electrógeno y ciclo brayton, costos fijos de la central, beneficios, retorno de la inversión y herramientas financieras para la viabilidad del presente proyecto de tesis.

III.- RESULTADOS:

- 3.1. **Determinar el consumo de gas natural para producir la potencia eléctrica demandada por la planta térmica sin la implementación de un regenerador.**

Tabla 3.1: Ecuaciones que determinan el consumo de gas natural

Según la ecuación 2.6	$P_{T.C} = 18460.57155 * \dot{m}_{comb}$
Según la ecuación 2.7	$P_{T.G} = 38458.14184 * \dot{m}_{comb}$
Según la ecuación 2.8	$P_u = 19997.57029 * \dot{m}_{comb}$
Según la ecuación 2.9	$2000 \text{ kw} = P_u * 0.97 * 0.985$ $\rightarrow P_u = 2093.2545 \text{kw}$

Entonces reemplazando (2.9) en (2.8), tenemos:

$$2093.2545 \text{kw} = 19997.57029 * \dot{m}_{comb}$$

$$\dot{m}_{comb} = 0.10467 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \approx 376.812 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

- 3.2. **Diseñar el regenerador (flujo másico de gas natural, material, número de tubos, número de cédula, longitud de los tubos, caída de presión y dimensiones de la carcasa).**

Tabla 3.2: Datos técnicos del IC

Material	ASTM A192 (tubos) y SAE 1045 (coraza).
----------	--

Numero de tubos	17 x 17
Número de cédula	SHC = 40
Diámetro nominal de los tubos	7/8 in
Diámetro interior de la coraza	0.79344 m
Diámetro exterior de la coraza	0.8 m
Espesor de la coraza	1/8 in
Longitud del IC	1.758 m
Caída de presión	0.0215 bar
Vida útil de tubos	31 años
Vida útil de coraza	25 años
Tipo de aislamiento	Lana mineral de roca
Espesor del aislamiento	1 in

Determinando el flujo másico de combustible con la implementación de un regenerador.

-Ahorro de combustible:

$$\Delta \dot{m}_{\text{comb}} = \dot{m}_{\text{comb } 1} - \dot{m}_{\text{comb } 2}$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{comb}} = \frac{R_{\text{aire-comb}} * \dot{m}_{\text{comb } 1} * c_{p'' \text{ aire } 2} * (T''_2 - T'_2)}{\text{PCI} + c_{p \text{ comb}} * T_{\text{comb}} + R_{\text{aire-comb}} * c_{p'' \text{ aire } 2} * T''_2}$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{comb}} = \frac{50.45 * 0.05637 * \left(\frac{1.0867 + 1.062}{2} \right) * (473.715 - 373.715)}{54707.11 + 2.5 * 25 + 50.45 * 1.0867 * 473.715}$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{comb}} = 0.0071124 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \approx 25.605 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

- Donde el flujo másico nuevo sería:

$$0.0071124 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0.10467 \frac{\text{kg}}{\text{s}} - \dot{m}_{\text{comb } 2}$$

$$\dot{m}_{\text{comb } 2} = 0.09756 \approx 351.216 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

3.3. Diseñar el tanque de almacenamiento de gas natural (intervalos de abastecimiento de combustible, parámetros de operación) y accesorios de seguridad.

Tabla 3.3: Datos técnicos del tanque de almacenamiento

Material	Acero al carbón SA-285C
Volumen	$(V_{\text{GNL}})_{\text{máx}} = 760.82 \text{ pie}^3$
Diámetro interior	$D_{\text{int}} = 6.9 \text{ pies}$
Longitud	$L = 5.501 \text{ m} = 216.575 \text{ pulg}$
Espesor	$t = 0.2824 \approx \frac{5}{16} \text{ pulg} = 0.3125 \text{ pulg}$
Presión de diseño	44.5 psi
Altura interior de tapas	1.9 pie
Vida útil	25 años
Material aislante	Poliuretano (-286.6 °C a 107 °C)
Espesor del aislante	$e_{\text{aisl}} = 0.0431 \text{ m} = 1.697 \text{ pulg}$

3.4. Seleccionar la turbina a gas, turbocompresor, accesorios para su control y dimensionar los conductores eléctricos.

Se tuvo en cuenta un aumento del 20% de la demanda actual a generar; es decir: 2000 KW a generar, para futuras ampliaciones de la planta térmica.

Tabla 3.1: Parámetros principales nominales de la turbina a gas

Marca	KAWASAKI
Modelo de la turbina	M1T-13A
Modelo del Generador	GTA561FM
Potencia eléctrica nominal	2850 KW
Relación de compresión	10.5:1

Temperatura de gases	523°C
----------------------	-------

Fuente: Catalogo Kawasaki No. KTK-0001H – 2014

Dimensionamiento de los conductores eléctricos:	
Potencia Aparente (Nominal)	Ecuación 2.21: $S_n = 3827 \text{ KVA}$
Intensidad eléctrica nominal:	Ecuación 2.22: $I_n = 221 \text{ A}$
Corriente de diseño:	Ecuación 2.23: $I_d = 293 \text{ A}$
Verificación de la sección del cable por capacidad de corriente	Ecuación 2.26 $I_{\max} > I_d$ $335 \text{ A} > 293 \text{ A}$
Verificación de la sección del cable por caída de tensión	Ecuación 2.27 $\Delta U_{cd} < \Delta U_{adm}$ $30 \text{ V} < 350 \text{ V}$
Verificación de la sección del cable por corto circuito	Ecuación 2.30 $S_{CC} < S$ $7 \text{ mm}^2 < 95 \text{ mm}^2$

- Se seleccionó conductores tipo N2YSY 8.7/15 Kv (enterrado); 3x1x95mm², con una corriente nominal máxima de 335A.

3.5. Dimensionar la red de tuberías de gas natural y realizar un análisis estructural y cimentación.

Densidad del gas natural	$\rho_{GN} = 430,175 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Flujo másico de gas natural	$\dot{m}_{GN} = 0.09756 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Velocidad del gas natural	$V_{GN} = 1.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Entonces:

$$\dot{m}_{GN} = \rho_{GN} \times V \times S$$

$$S = \frac{0.09756}{430,175 \times 1.2} = 1.891 \times 10^{-4} m^2$$

$$\rightarrow d_{int} = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.891 \times 10^{-4}}{\pi}}$$

$$\therefore d_{int} = 0.01375 m$$

Análisis Estructural y cimentación:

Peso de la tubería	$W_{\text{Tubería}} = 8828.1 \text{ N}$ acero
Peso de la carcasa	$W_{\text{carcasa}} = 1071 \text{ N}$ acero
Peso y masa del aire	$W_{\text{aire}} = 4.28 \text{ N}$
Peso y masa del gas	$W_{\text{gas}} = 3.21 \text{ N}$
Peso total que soporta la placa base	$W_{\text{total}} = 3.21 \text{ N} + 4.28 \text{ N} + 8828.1 \text{ N}$ $+ 1071 \text{ N}$ $W_{\text{total}} = 9906.59 \text{ N}$
Dimensiones de la placa base	1 m x 2 m , con espesor = 6.35 mm \approx $\frac{1}{4}$ in
El diámetro de los pernos normalizado	$d = 6.35 \text{ mm} \approx \frac{1}{4}$ in
Dimensiones de la base de cimentación	Largo: 2m ; Ancho: 1.758m ; Profundidad: 2/2 =1m

Verificación de la base de concreto:

$$\sigma_{\text{efectuado}} < (\sigma_{\text{adm}})_{\text{terreno}}$$

$$\frac{F_t}{A} < 380 * 10^3 \text{ Pa}$$

$$\frac{10857.6}{2 * 1.5} < 380 * 10^3 \text{ Pa}$$

$$3619.2 \text{ Pa} < 380000 \text{ Pa}$$

Podemos decir que las dimensiones de la base de cemento son satisfactorias.

3.6. Realizar un estudio de impacto ambiental.

a).- Con grupo electrógeno:

Relación dióxido de carbono/combustible:

$$R_{\text{CO}_2}^{\text{cble}} = \frac{m_{\text{CO}_2}}{m_{\text{cble}}} = \frac{X_1 \text{CO}_2}{m_{\text{cble}}} = \frac{7.425 * 44}{100} = 3.267 \frac{\text{KgCO}_2}{\text{Kgcombustible}}$$

Masa de dióxido de carbono evacuado en condiciones actuales:

$$m_{\text{CO}_2} = R_{\text{CO}_2}^{\text{cble}} * \dot{m}_{\text{cble}}^{\text{actual}} * tpo$$

Dato: Los grupos electrógenos operan 3960 (h/año)

$$m_{\text{CO}_2} = 3.267 \frac{\text{KgCO}_2}{\text{Kgcbble}} * 380.1 \frac{\text{Kgcbble}}{\text{h}} * \frac{3960\text{h}}{1\text{año}} = 4917475 \frac{\text{KgCO}_2}{\text{año}}$$

Comentario: El grupo electrógeno actualmente expulsa 4917.47 TM/año de CO₂.

b).- Con turbina a gas y regenerador:

Relación dióxido de carbono/combustible:

$$R_{\text{CO}_2}^{\text{cble}} = \frac{m_{\text{CO}_2}}{m_{\text{cble}}} = \frac{X_1 \text{CO}_2}{m_{\text{cble}}} = \frac{6.1874 * 44}{100} = 2.72 \frac{\text{KgCO}_2}{\text{Kgcombustible}}$$

Masa de dióxido de carbono evacuado en condiciones actuales:

$$m_{CO_2} = R_{CO_2} * \dot{m}_{cble} * tpo$$

$$m_{CO_2} = 2.72 \frac{KgCO_2}{Kgcble} * 351.216 \frac{Kgcble}{h} * \frac{3960h}{1año} = 3783017 \frac{KgCO_2}{año}$$

Comentario: El ciclo brayton actualmente expulsa 3783 TM/año de CO2.

Contribución al impacto ambiental:

$$\Delta m_{CO_2} = 4917475 \frac{KgCO_2}{año} - 3783017 \frac{KgCO_2}{año} = 1134 \text{ TM/año de CO}_2$$

3.7. Comparar el costo unitario de generación de energía eléctrica con grupo electrógeno y ciclo brayton con recuperación de calor.

Grupo Electrónico:	Ciclo Brayton con recuperación de calor
$C_{U.GEE \text{ Grupo electrogeno}} = \frac{73.45 * 10.5}{1600}$ $= 0.4820 \left(\frac{N.S}{KW - h} \right)$	$(C_{U_{GEE}}) = (T_{C_{GEE}}) / (EEG)$ $C_{U_{GEE}} = \frac{373162.10 \text{ \$ / año}}{7920000 \frac{KW - hora}{año}}$ $C_{U_{GEE}} = 0.047 \frac{\$}{KW - hora}$ $= 0.1325 \frac{N.S}{KW - hora}$

Entonces decimos que:

$$C_{U_{GEE,CTE}} = 0.1325 \frac{N.S}{KW - hora} < C_{U.GEE \text{ Grupo electrogeno}} = 0.4820 \left(\frac{N.S}{KW - h} \right)$$

3.8. Realizar un estudio económico: Beneficio útil, inversión en activos fijos, R.O.I, VAN y TIR para la viabilidad del presente proyecto.

Costo de consumo de G.N	305782.10 \$/año
Costos totales de mantenimiento	23500 \$/año
Costo total de sueldos y salarios	38880 \$ / año
Total costo insumos directos e indirectos	5000 \$/ año
$(T_{C_{GEE}})$	373162.10\$ / año

Beneficio unitario para generar E.E con ciclo brayton:

$$Bu_{GEE-CTE} = Cu_{GEE(GE)} - Cu_{GEE(TG)}$$

$$Bu_{GEE-CTE} = 0.171 \frac{\$}{KW - hora} - 0.047 \frac{\$}{KW - hora}$$

$$Bu_{GEE-CTE} = 0.124 \frac{\$}{KW - hora} = 0.3497 \frac{N.S}{KW - hora}$$

Beneficio neto: Beneficio por producción de energía eléctrica + beneficio por ahorro con la implementación del regenerador.

$$TB_{GEE(TG)} = EEG * Bu_{GEE(TG)} + C_{\text{ahorro comb}}$$

$$TB_{GEE-CTE} = 7920000 \frac{KW - hora}{año} * 0.124 \frac{\$}{KW - hora} + 14285.72 \frac{\$}{año}$$

$$TB_{GEE-CTE} = 996365.72 \frac{\$}{año} = 2\,809\,751.33 \frac{N.S}{año}$$

a) La inversión calculada para llevar a cabo este proyecto asciende a la suma de S/.4'636,810.38 - Cuatro millones seiscientos treinta y seis mil ochocientos diez con 38/100 Nuevos soles.

b) El beneficio de este proyecto es de S/. 2' 809 751.33 – Dos millones ochocientos nueve mil setecientos cincuenta y uno con 33/100 Nuevos Soles.

- Retorno operacional de la inversión

$$R. O. I = \frac{\text{INVERSION } [\$]}{\text{BENEFICIO } \left[\frac{\$}{\text{año}} \right]} [\text{año}]$$

$$R. O. I = \frac{1\,644\,259 \$}{996365.72 \frac{\$}{\text{año}}} [\text{año}] = 1.7 \text{ años} \cong 11 \text{ meses}$$

- Valor actual neto (VAN) y tasa interna de retorno (TIR)

Para el presente cálculo se considera un periodo de 15 años con 11% de interés anual según la Superintendencia de banca, seguros y AFP (www.sbs.gob.pe)

TIR	61%	Tasa interna de Retorno
VAN	\$ 5,520,477	Valor Actual Neto

$$TIR = 61\% \quad ; \quad 61\% > 11\% \Rightarrow \text{se acepta el proyecto}$$

IV.- DISCUSIONES:

4.1. Basado en la conclusión de la tesis de Peña (2009), se estimó el precio de la turbina a gas según la capacidad de potencia instalada, que en promedio fue de 550\$/KW.

4.2. El flujo másico de gas natural se determinó teniendo en cuenta la potencia máxima a generar para futuras ampliaciones en el consumo de la empresa: 2000KW

4.3. Se implementó y diseño un regenerador, el cual justifica un ahorro en reducción de consumo de combustible de 40000 nuevos soles/año reduciendo el flujo de gas natural en 25,61Kg/h.

4.4. Para determinar las potencias mecánicas se tuvo en consideración la eficiencia isoentrópica del compresor, eficiencia isoentrópica de la turbina, eficiencia eléctrica y eficiencia mecánica, siendo: 85%, 87.5%, 98.5% y 97% respectivamente.

4.5. Las placas, pernos y cimientos como sistemas de sujeción del regenerador y precalentador fueron diseñado con un factor de seguridad de 3.

4.6. Para calcular el beneficio neto, se consideró dos beneficios: el ahorro en costos de energía eléctrica y ahorro de la implementación de un regenerador, considerando el precio del gas natural (12 N.S/GJ).

V.- CONCLUSIÓN

5.1. Se determinó que el rendimiento actual de los calderos pirotubulares, en promedio es de 83.26%. La caldera de 400BHP tienen un consumo unitario de 108,2 Gal/h, la de 600 BHP: 162,3 Gal/h, la de 700 BHP: 189,35 Gal/h y el caldero de 800BHP de 216,4Gal/h

5.2. Se determinó que para producir 2000KW de energía eléctrica, la instalación de una turbina a gas consumiría 351,216 Kg/hora.

5.3. Se diseñó el regenerador de material ASTM A-192, incrementando la temperatura del aire en 100°C, con una superficie de transferencia de calor

35,479m², 289 tubos Shc 40 Dn=7/8pulg, 1.758m de longitud, diámetro de 0.8m logrando un ahorro de 25,605 Kg/h, es decir 40 000 nuevos soles/año

5.4. Del Catálogo KAWASAKI se seleccionó la turbina a gas modelo: Turbina a gas KAWASAKI, M1T-13^a con una potencia instalada de 2850 KW, del catálogo WEB se seleccionó el generador eléctrico modelo: GTA561 con potencia en bornes de 2131 KW.

5.5. Se realizó un análisis estructural para el generador, encontrando que las placas, pernos y cimientos para el regenerador serias: placas de 2mx1mx1/4plug ASTM A-36, Pernos de ¼ in de diámetro, M6 clase 5.8 esfuerzo 373MPa, cimientos de longitud: 2m, ancho: 1.758m y profundidad: 1m.

5.6. Se concluye que el costo unitario de generación de energía eléctrica entre central termoeléctrica es menor al costo unitario que ofrece el grupo electrógeno.

$$C_{uGEE-grupo\ electrógeno} > C_{uGEE-CTE}$$
$$0.172 \frac{\$}{KW-hora} > 0.047 \frac{\$}{KW-hora}$$

5.7. El beneficio en producción de energía eléctrica con turbina a gas seria: 996365.72 \$/año.

5.8. El periodo de retorno de operación es de 1.7 años, para recuperar la inversión en activos de 1 644 259.00 \$ y así poner obtener un beneficio de 10076357.72 $\frac{\$}{año}$.

5.9. El valor actual neto y la tasa de interés del presente proyecto son: \$5 520 477 y 61% con una tasa de interés del 11 % en un periodo de 15 años.

VI.- RECOMENDACIONES

4.1. Se recomienda realizar las inversiones necesarias para obtener la potencia requerida por la planta térmica, así como los beneficios económicos.

- 4.2. Es necesario capacitar al personal de operación de calderas, para utilización y operación de la nueva tecnología a instalar: turbina a gas con generador.
- 4.3. Se recomienda realizar una cotización mucho más certera, debido a que los precios tomados para la realización de costos en activos fijos se desarrolló con precios de mercado.
- 4.4. Como la turbina seleccionada es de 2850 KW y la potencia a generar es de 2000 KW, esa diferencia de 850 KW influye en los costos de la turbina y por consiguiente en la inversión, entonces se recomienda que la potencia de la turbina a gas a seleccionar sea igual o menor en un pequeño margen de 50 KW, con respecto a la potencia que se busca generar.
- 4.5. Se recomienda que al seleccionar la turbina de catálogos, se tenga en cuenta que el bypass ratio o BPR (Relación de derivación), sea de un alto rango, ya que una alta relación de derivación ofrece un menor consumo de combustible que por ende se entiende un ahorro de dinero.
- 4.6. Se recomienda realizar un plan de mantenimiento preventivo para la limpieza de los tubos del regenerador, para reducir las pérdidas por gases residuales, y así aumentar la eficiencia de la planta y para que de esta manera se reduzca el Heate Rate (se aumente la velocidad de calentamiento); lo que significa que mientras menor sea la tasa de calor habrá mejor funcionamiento de la planta y por consiguiente el ciclo será mucho más competitivo. La reducción de combustibles, el costo y aumentar la fiabilidad y la disponibilidad a través de mejora de la eficiencia son métodos clave de la mejora de la rentabilidad de un proyecto.

VII.- REFERENCIAS:

- Beltrán Pulido, Rafael. 2008.** *Conversión Térmica de Energía*. Bogotá: Universidad de los Andes, Facultad de Ingeniería. 978-958-695-385-6.
- Canarias, Transportista de Gas. 2007.** Gas Natural Licuado. [En línea] 10 de Julio de 2007. [Citado el: 3 de Junio de 2015.] <http://www.gascan.es>.
- Cengel, Yunus A. 2007.** *Trasferencia de Calor y Masa*. Mexico : Litrografica Ingramex, 978-970-10-6173-2.
- Energiza. 2012.** Centrales Termodinámicas y ciclo Brayton . *Ciclos Combinados*. [En línea] 10 de Junio de 2012. [Citado el: 15 de Abril de 2015.] <http://www.energiza.org>.
- Fernández Díez, Pedro. 1996.** *Termodinámica técnica*. España : Universidad de Cantabria, 1996. 84-89586-12-8.
- Fernández Díez, Pedro.1995.** *Ingeniería Térmica II*. España : Universidad de Cantabria. Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos, 1995. 978-84-86928-93-3.
- Hernández, González y Cruz .2008.** “Diseño exergoeconómico de la geometría de un calentador de aire tubular vertical de tres pasos”, México: Universidad Veracruzana.
- Maldonado .2011.** “Diseño básico de una mini turbina a gas para cogeneración”, Chile: Universidad de Chile
- Martínez Arnau, Jose Francisco y Alberto Broatch, Jacobi. 2010.** *Ejercicios Resueltos de Maquinas Térmicas* : Universitat Politècnica , 978-84-8363-591-9.
- Mineria, Organismo supervisor de la inversión en energía y. 2010.** Gas Natural . [En línea] 1 de Enero de 2010. [Citado el: 12 de Mayo de 2015.] <http://www.Osinergmin.gob.pe>.
- Peña .2009.** “La turbina a gas como solución emergente a la problemática energética del país”, Ecuador: Escuela Superior Politécnica Del Litoral
- Zubicaray Viejo, Manuel. 2010.** *Energías eléctricas y renovables*. Madrid : Limusa-Wiley, 2010. 9786070501760.

VIII.- ANEXOS:

Anexo A-1.

Evaluar condiciones actuales de generación eléctrica y proceso térmico de la planta.

a). Condiciones actuales de generación de energía eléctrica:

- Fuente de generación de energía eléctrica: Grupo Electrónico
- Potencia eléctrica: 1600 KW
- Consumo de combustible (Diesel): 73.45 gal/h
- Motor Diesel: CUMMINS QSK 23-G3
- Generador Eléctrico: Stamford HCI 634G

➤ Poder Calorífico inferior del Diesel: $C_{15}H_{22}$

$$PCI_{Diesel} = \frac{33900 * (15 * 12) + 120120(1 * 22)}{15 * 12 + 22 * 1}$$

$$PCI_{Diesel} = 43290.3 \frac{KJ}{Kg}$$

➤ Costo unitario del Diesel D-2: $10.5 \frac{N.S}{gal}$

➤ Costo unitario de generación de energía eléctrica con grupo electrónico:

$$C_{\substack{U.GEE \\ Grupo \\ electrogeno}} = \frac{\dot{m}_{cble} \left(\frac{gal}{h} \right) * C_{unit} \left(\frac{N.S}{gal} \right)}{P_{G.E} (KW)}$$

$$C_{\substack{U.GEE \\ Grupo \\ electrogeno}} = \frac{73.45 * 10.5}{1600} = 0.4820 \left(\frac{N.S}{Kw - h} \right)$$

b).-Condiciones actuales de la planta térmica:

Flujo másico de vapor en operación de las calderas: Las calderas operan en promedio en un 85% de su carga.

b.1). flujo másico de vapor en calderas de 400 BHP.

$$(\dot{m}_v)_{\text{nominal}} = 400 \text{ BHP} * \frac{15.66 \text{ kg/h}}{1 \text{ BHP}} \rightarrow (\dot{m}_v)_{\text{nominal}} = 6264 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$(\dot{m}_v)_{\text{operacional}} = 6264 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 0.85 \rightarrow (\dot{m}_v)_{\text{operacional}} = 5324.4 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

b.2). flujo másico de vapor en caldera de 600 BHP.

$$(\dot{m}_v)_{\text{nominal}} = 600 \text{ BHP} * \frac{15.66 \text{ kg/h}}{1 \text{ BHP}} \rightarrow (\dot{m}_v)_{\text{nominal}} = 9396 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$(\dot{m}_v)_{\text{operacional}} = 9396 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 0.85 \rightarrow (\dot{m}_v)_{\text{operacional}} = 7986.6 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

b.3). flujo másico de vapor en caldera de 700 BHP.

$$(\dot{m}_v)_{\text{nominal}} = 700 \text{ BHP} * \frac{15.66 \text{ kg/h}}{1 \text{ BHP}} \rightarrow (\dot{m}_v)_{\text{nominal}} = 10962 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$(\dot{m}_v)_{\text{operacional}} = 10962 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 0.85 \rightarrow (\dot{m}_v)_{\text{operacional}} = 9317.7 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

b.4). flujo másico de vapor en caldera de 800 BHP.

$$(\dot{m}_v)_{\text{nominal}} = 800 \text{ BHP} * \frac{15.66 \text{ kg/h}}{1 \text{ BHP}} \rightarrow (\dot{m}_v)_{\text{nominal}} = 12528 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$(\dot{m}_v)_{\text{operacional}} = 12528 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 0.85 \rightarrow (\dot{m}_v)_{\text{operacional}} = 10648.8 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Se tienen: 2 calderas de 400BHP

$$(\dot{m}_v)_{\text{operacional}} = 5324.4 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 2 \rightarrow (\dot{m}_v)_{\text{operacional}} = 10648.8 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

- El flujo de vapor saturado total:

$$(\dot{m}_v)_t = 38601.9 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \approx 10.723 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

✓ Determinación del poder calorífico inferior del petróleo bunker N°06:

Según la ecuación de PETRO PERU, tenemos que:

$$\text{PCS} = 18320 + 40 * (^\circ\text{API} - 10)$$

Dónde:

PCS: Poder calorífico superior $\left[\frac{\text{BTU}}{\text{Lb}} \right]$

°API: Instituto Americano del Petróleo

Dato:

°API = 11.5

Reemplazando:

$$\text{PCS} = 18320 + 40 * (11.5 - 10)$$

$$\text{PCS} = 18380 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}}$$

Reemplazando en el poder calorífico inferior:

$$\text{PCI} = \text{PCS} - 1030$$

$$\text{PCI} = 18380 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}} - 1030$$

$$\text{PCI} = 17350 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}} * \frac{1.055\text{KJ}}{1 \text{ BTU}} * \frac{1 \text{ Lb}}{0.453 \text{ Kg}}$$

$$\text{PCI} = 40406.73 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Según la ecuación (2.15), tenemos:

$$R_{\text{aire}}^{\text{cble}} = \frac{40406.73 + 3.75 * 60 - 1.3215 * 1100}{1.3215 * 1100 - 1.007 * 20}$$

$$R_{\text{aire}}^{\text{cble}} = 27.33 \frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{\text{kg}_{\text{cble}}}$$

✓ **Rendimiento energético de los calderos piro tubulares.**

$$\eta_{\text{cald}} = 1 - \frac{\left(1 + R_{\text{aire}}^{\text{cble}}\right) * \left(\frac{C_{p_0} + C_{p_{GR}}}{2}\right) * (T_{GR} - T_0)}{PCI + C_{p_{\text{cble}}} * T_{\text{cble}} + R_{\text{aire}}^{\text{cble}} * C_{p_{\text{aire}}} * T_{\text{aire}}}$$

$$\eta_{\text{cald}} = 1 - \frac{(1 + 27.33) * \left(\frac{1.007 + 1.1095}{2}\right) * (250 - 20)}{40406.73 + 3.75 * 60 + 27.33 * 1.007 * 20}$$

$$\eta_{\text{cald}} = 0.8326 \approx 83.26\%$$

- Determinación del consumo de petróleo bunker:

Dónde:

$$h_v = 2773.4 \text{ KJ/kg a } 9.3 \text{ bar}$$

$$h_{\text{agua}} = 251.1 \text{ KJ/Kg a } 60 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Consumo de petróleo bunker de caldero de 400 BHP

$$\dot{m}_{\text{cble}}^{\text{400 bhp}} = \frac{\dot{m}_{v1} * (h_v - h_{\text{agua}})}{\eta_{\text{cald}} * (PCI + C_{p_{\text{cble}}} * T_{\text{cble}} + R_{\text{aire}}^{\text{cble}} * C_{p_{\text{aire}}} * T_{\text{aire}})}$$

$$\dot{m}_{\text{cble}}^{\text{400 bhp}} = \frac{1.479 * (2773.4 - 251.1)}{0.8326 * (40406.73 + 3.75 * 60 + 27.33 * 1.007 * 20)}$$

$$\dot{m}_{\text{cble}}^{\text{400 bhp}} = 0.1088 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 108.2 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}$$

- Consumo de petróleo bunker de caldero de 600 BHP

$$\dot{m}_{\text{cble}}^{\text{600 bhp}} = \frac{2.2185 * (2773.4 - 251.1)}{0.8326 * (40406.73 + 3.75 * 60 + 27.33 * 1.007 * 20)}$$

$$\dot{m}_{\text{cble}}^{\text{600 bhp}} = 0.1632 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 162.3 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}$$

- Consumo de petróleo bunker de caldero de 700 BHP

$$\dot{m}_{700 \text{ bhp}}^{\text{cble}} = \frac{2.58825 * (2773.4 - 251.1)}{0.8326 * (40406.73 + 3.75 * 60 + 27.33 * 1.007 * 20)}$$

$$\dot{m}_{700 \text{ bhp}}^{\text{cble}} = 0.1904 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 189.35 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}$$

- Consumo de petróleo bunker de caldero de 800 BHP

$$\dot{m}_{800 \text{ bhp}}^{\text{cble}} = \frac{2.958 * (2773.4 - 251.1)}{0.8326 * (40406.73 + 3.75 * 60 + 27.33 * 1.007 * 20)}$$

$$\dot{m}_{800 \text{ bhp}}^{\text{cble}} = 0.2176 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 216.4 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}$$

- Flujo másico de combustible total

$$(\dot{m}_{\text{cble}})_{\text{total}} = 2 * \dot{m}_{400 \text{ bhp}}^{\text{cble}} + \dot{m}_{600 \text{ bhp}}^{\text{cble}} + \dot{m}_{700 \text{ bhp}}^{\text{cble}} + \dot{m}_{800 \text{ bhp}}^{\text{cble}}$$

$$(\dot{m}_{\text{cble}})_{\text{total}} = 2 * 0.1088 \frac{\text{kg}}{\text{s}} + 0.1632 \frac{\text{kg}}{\text{s}} + 0.1904 \frac{\text{kg}}{\text{s}} + 0.2176 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$(\dot{m}_{\text{cble}})_{\text{total}} = 0.7888 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 784.44 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}$$

b).- Condiciones actuales de los procesos o transformaciones:

Flujo másico de vapor consumido por cada proceso térmico de la planta

- Flujo másico de vapor saturado consumido por evaporador

Red de tubería - evaporador	$D_n = 6''$ $\left\{ \begin{array}{l} D_{int} = 6.07'' = 0.1542 \text{ m} \\ e = 0.28'' \\ D_{ext} = 6.63'' \end{array} \right.$
-----------------------------	--

Red de tubería – secadores (3)	$D_n = 5'' \left\{ \begin{array}{l} D_{int} = 5.5'' = 0.1397 \text{ m} \\ e = \\ D_{ext} = 4.5'' \end{array} \right.$
Red de tubería – cocinadores (3)	$D_n = 8'' \left\{ \begin{array}{l} D_{int} = 7.98'' = 0.2027 \text{ m} \\ e = \\ D_{ext} = 8.63'' \end{array} \right.$
Red de tubería – prensas (2)	$D_n = 4'' \left\{ \begin{array}{l} D_{int} = 4.03'' = 0.1024 \text{ m} \\ e = \\ D_{ext} = 4.50'' \end{array} \right.$

$$\dot{m}_{v_s} = \rho_v * V_v * S$$

✓ ρ_v : Densidad del vapor saturado

$$\rho_v = 4.80117 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

✓ V_v : Velocidad del vapor saturado

$$V_v = 30 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

S = Superficie de transferencia interna

$$S = \frac{\pi * D_{int}^2}{4}$$

$$S = \frac{\pi * (0.1542)^2}{4} = 0.01867 \text{ m}^2$$

Reemplazando:

$$\dot{m}_{v_{\text{evaporador}}} = 4.80117 * 30 * 0.01867$$

$$\dot{m}_{v_{\text{evaporador}}} = 2.689 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

- **Flujo másico de vapor saturado consumido por secadores**

✓ S = Superficie de transferencia interna

$$S = \frac{\pi * D_{int}^2}{4}$$

$$S = \frac{\pi * (0.1397)^2}{4} = 0.01533 \text{ m}^2$$

Reemplazando:

$$\dot{m}_{v_{secadores}} = 4.80117 * 30 * 0.01533$$

$$\dot{m}_{v_{secadores}} = 2.21 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

- **Flujo másico de vapor saturado consumido por cocinadores**

✓ S = Superficie de transferencia interna

$$S = \frac{\pi * D_{int}^2}{4}$$

$$S = \frac{\pi * (0.2027)^2}{4} = 0.03227 \text{ m}^2$$

Reemplazando:

$$\dot{m}_{v_{cocinadores}} = 4.80117 * 30 * 0.03227$$

$$\dot{m}_{v_{cocinadores}} = 4.65 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

- **Flujo másico de vapor saturado consumido por prensas**

✓ S = Superficie de transferencia interna

$$S = \frac{\pi * D_{int}^2}{4}$$

$$S = \frac{\pi * (0.1024)^2}{4} = 0.0082355 \text{ m}^2$$

Reemplazando:

$$\dot{m}_{v_p} = 4.80117 * 30 * 0.0082355$$

$$\dot{m}_{v_p} = 1.186 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Flujo másico total consumido

$$\dot{m}_{T_V} = 2.689 + 2.21 + 4.65 + 1,186 = 10.735 \frac{\text{Kg}}{\text{S}}$$

Anexo A-2:

Determinar el consumo de gas natural para producir la potencia eléctrica demandada por la planta térmica sin la implementación de un regenerador.

Tabla 3.2. Composición másica del gas natural

Determinación de los poderes caloríficos de cada componente del gas natural			
COMPONENTE	PODER CALORÍFICO	MASA DE LOS COMPONENTES	NÚMERO DE MOLES
METANO	$PCI_{C_1H_4} = 55455 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	97	6.0625
ETANO	$PCI_{C_2H_6} = 51144 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	1.56	0.052
PROPANO	$PCI_{C_3H_8} = 49576.36364 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	0.13	0.0029
BUTANO	$PCI_{C_4H_{10}} = 48765.51724 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	0.08	0.0014
PENTANO	$PCI_{C_5H_{12}} = 48270 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	0.02	0.0003
HEXANO	$PCI_{C_5H_{12}} = 47935.81395 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	0.01	0.0001
NITRÓGENO	-	1	0.0357
GAS CARBÓNICO	-	0.2	0.0045

Remplazando en la ecuación 2.11

$$PCI_{\text{Gas natural}} = \sum_{i=1}^n PCI_{C_mH_n} * g_{C_mH_n}$$

$$\begin{aligned}
 PCI_{G.N} = & PCI_{C_1H_4} * g_{C_1H_4} + PCI_{C_2H_6} * g_{C_2H_6} + PCI_{C_3H_8} * g_{C_3H_8} + PCI_{C_4H_{10}} * \\
 & g_{C_4H_{10}} + PCI_{C_5H_{12}} * g_{C_5H_{12}} + PCI_{C_6H_{14}} * g_{C_6H_{14}} + PCI_{N_2} * g_{N_2} + \\
 & PCI_{CO_2} * g_{CO_2}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 PCI_{G.N} = & 55455 * 0.97 + 51144 * 0.0156 + 49576.36364 * 0.0013 + 48765.51724 \\
 & * 0.0008 + 48270 * 0.0002 + 47935.81395 * 0.0001
 \end{aligned}$$

$$PCI_{Gas\ natural} = 54707.11 \frac{kJ}{kg}$$

✓ **Determinación de las características para la instalación de la turbina a gas:**

Datos: (Anexo)

$$\diamond \eta_{isent-compresor} = 79.38\% = 0.7838$$

$$\diamond \eta_{isent-turbina} = 88.75\% = 0.8875$$

Calculamos las Temperaturas en ciclo brayton.

a) Temperatura ideal del aire a la salida del compresor: Ecuación 2.1

Del proveedor de turbina KAWASAKI seleccionamos el modelo M1T-13A (Ver Anexo: A-10))

Dónde:

ϵ : Relación de aumento de presión: 10.5

K: constante adiabática del aire: 1.4

T_1 : Temperatura del aire, ingreso al compresor. En °k

$$T_2 = 10.5^{\frac{1.4-1}{1.4}} * 293.15^\circ k$$

$$T_2 = 573.929^\circ k$$

b) Temperatura real del aire a la salida del compresor: Ecuación 2.2

Dónde:

$\eta_{isent-comp}$: Rendimiento isentropico de compresión 0.7938

$$T'_2 = 293.15^\circ\text{k} + \frac{573.929^\circ\text{k} - 293.15^\circ\text{k}}{0.7938}$$

$$T'_2 = 646.865^\circ\text{k}$$

c) Temperatura máxima del ciclo brayton:

Tomar: $1100^\circ\text{C} = 1373.15$ – Ver Anexo A-3

d) Temperatura de salida ideal de los gases calientes de la turbina:

Según la ecuación 2.4

$$T_4 = 1373.15^\circ\text{k} * 10.5^{\frac{1-1.4}{1.4}} \rightarrow T_4 = 701.374^\circ\text{k}$$

e) Temperatura de salida real de los gases calientes de la turbina:

Según la ecuación 2.5

$$T'_4 = 1373.15^\circ\text{k} - 0.8875 * (1373.15^\circ\text{k} - 701.374^\circ\text{k})$$

$$T'_4 = 776.95^\circ\text{K}$$

- ✓ **Calculo de la relación aire combustible en la cámara de combustión en turbina a gas.**

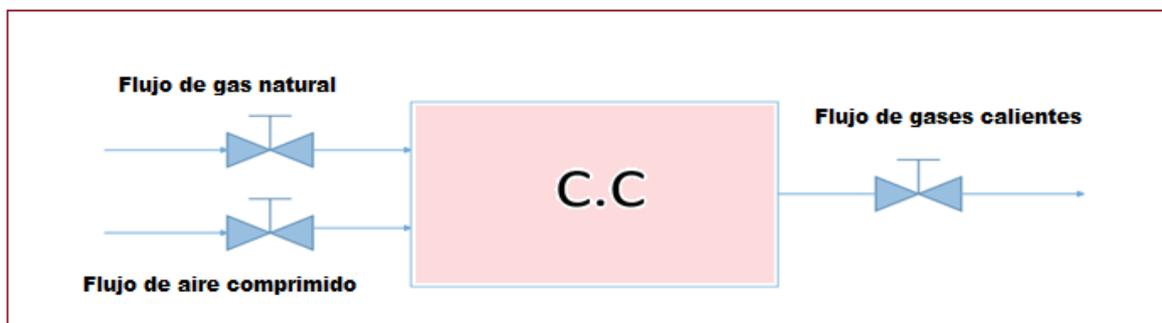


Figura 8. Cámara de combustión de la turbina a gas.

Como ya asumimos $T_3 = 1100^\circ\text{C}$, reemplazamos en la ecuación:

Según la ecuación 2.3

$$1100 = \frac{[R_{\text{aire-comb}} * 1.062 * 373.715 + 54707.11 + 25 * 2.5]}{(1 + R_{\text{aire-comb}}) * 1.3230}$$

$$\rightarrow R_{\text{aire-comb}} = 50.45$$

Determinación de la composición química del gas natural.

- La composición de G.N, tomando datos de la tabla N° 2, sería.

$$m_{\text{G.N}} = 6.0625 * C_1H_4 + 0.052 * C_2H_6 + 0.0029 * C_3H_8 + 0.0014 * C_4H_{10} + 0.0003 * C_5H_{12} + 0.0001 * C_6H_{14} + 0.0357 * N_2 + 0.0045 * CO_2$$

- Balance en combustión perfecta.

$$m_{\text{G.N}} + m_{\text{aire}} = m_{\text{G.C}}$$

$$6.0625 * C_1H_4 + 0.052 * C_2H_6 + 0.0029 * C_3H_8 + 0.0014 * C_4H_{10} + 0.0003 * C_5H_{12} + 0.0001 * C_6H_{14} + 0.0357 * N_2 + 0.0045 * CO_2 + X * (O_2 + 3.76 * N_2) = X_1 * CO_2 + X_2 * H_2O + X_3 * N_2$$

-Balance de hidrógenos.

$$6.0625 * H_4 + 0.052 * H_6 + 0.0029 * H_8 + 0.0014 * H_{10} + 0.0003 * H_{12} + 0.0001 * H_{14} = X_2 * H_2$$

$$24.6042 * H = X_2 * H_2 \rightarrow X_2 = 12.3021$$

-Balance de carbonos.

$$6.0625 * C_1 + 0.052 * C_2 + 0.0029 * C_3 + 0.0014 * C_4 + 0.0003 * C_5 + 0.0001 * C_6 + 0.0045 * C_1 = X_1 * C$$

$$6.1874 * C = X_1 * C \rightarrow X_1 = 6.1874$$

-Balance de oxígenos.

$$0.0045 * O_2 + X * (O_2) = 6.1874 * O_2 + 12.3021 * O$$

$$X = 12.33395$$

-Balance de nitrógenos.

$$12.33395 * (3.76 * N_2) = X_3 * N_2$$

$$X_3 = 46.41$$

-Calculamos relación aire combustible

$$R_{\text{aire}}^{\text{cble}} = \frac{12.33395 * \lambda * (O_2 + 3.76N_2)}{\text{combustible}}$$

$$50.45 = \frac{12.1839 * 2.50 * (32 + 3.76 * 28)}{100} \rightarrow \lambda = 2.98$$

✓ **Calculando el consumo de gas natural en ciclo brayton:**

a) Potencia consumida por el compresor:

Según la ecuación 2.6

$$P_{T.C} = \dot{m}_{\text{comb}} * 50.45 * (373.715 - 20) * 1.0345$$

$$P_{T.C} = 18460.57155 * \dot{m}_{\text{comb}}$$

b) Potencia generada por la turbina a gas:

Según la ecuación 2.7

$$P_{T.G} = (1 + 50.45) * \dot{m}_{\text{comb}} * 1.2545 * (1100 - 503.8)$$

$$P_{T.G} = 38458.14184 * \dot{m}_{\text{comb}}$$

c) Potencia útil del ciclo brayton para la generación de energía eléctrica:

Según la ecuación 2.8

$$P_u = (38458.14184 - 18460.57155) * \dot{m}_{\text{comb}}$$

$$P_u = 19997.57029 * \dot{m}_{\text{comb}} \dots C$$

d) Potencia en bornes del generador eléctrico:

Según la ecuación 2.9

- Determinando la potencia útil.

$$2000 \text{ kw} = P_u * 0.97 * 0.985$$

$$P_u = 2093.2545 \text{kw}$$

Remplazando en C determinamos el consumo de combustible en ciclo brayton.

$$P_u = 19997.57029 * \dot{m}_{\text{comb } 1}$$

$$2093.2545 = 19997.57029 * \dot{m}_{\text{comb } 1}$$

$$\dot{m}_{\text{comb } 1} = 0.10467 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \approx 376.812 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Anexo A.3:

Diseñar el regenerador (flujo másico de gas natural, material, número de tubos, número de cédula, longitud de tubos, caída de presión y dimensiones de la carcasa).

- Para el diseño del regenerador, se tiene:

$$T''_2 - T'_2 = (50 \dots \dots \dots 100)^\circ\text{C}$$

$$T''_2 - T'_2 = 100^\circ\text{C}$$

$$T''_2 = 473.715^\circ\text{C}$$

- Balance de energía y masa al regenerador:

Según la ecuación 2.9

$$\dot{Q}_{\text{aire comprimado}} = \dot{Q}_{\text{escape GR}} * \eta$$

$$\dot{m}_{\text{comb } 1} * 50.45 * \left(\frac{1.0867 + 1.062}{2} \right) * (473.715 - 373.715)$$

$$= \dot{m}_{\text{comb } 1} * (50.45 + 1) * (1.186) * (503.8 - T''_4) * 0.95$$

$$T''_4 = 410.2996^\circ\text{C}$$

Recalculando el T''_4 :

El cp'' a $410.2996 = 1.1548$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{comb } 1} * 50.45 * \left(\frac{1.0867 + 1.062}{2} \right) * (473.715 - 373.715) \\ = \dot{m}_{\text{comb } 1} * (50.45 + 1) * \left(\frac{1.186 + 1.1548}{2} \right) * (503.8 - T''_4) * 0.95 \end{aligned}$$

$$T''_4 = 409.053^\circ\text{C}$$

- Determinando el flujo másico de combustible con la implementación de un regenerador.

- Ahorro de combustible:

$$\Delta \dot{m}_{\text{comb}} = \dot{m}_{\text{comb } 1} - \dot{m}_{\text{comb } 2}$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{comb}} = \frac{R_{\text{aire-comb}} * \dot{m}_{\text{comb } 1} * cp''_{\text{aire } 2} * (T''_2 - T'_2)}{PCI + cp_{\text{comb}} * T_{\text{comb}} + R_{\text{aire-comb}} * cp''_{\text{aire } 2} * T''_2}$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{comb}} = \frac{50.45 * 0.05637 * \left(\frac{1.0867 + 1.062}{2} \right) * (473.715 - 373.715)}{54707.11 + 2.5 * 25 + 50.45 * 1.0867 * 473.715}$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{comb}} = 0.0071124 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \approx 25.605 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

- Donde el flujo másico nuevo sería:

$$0.0071124 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0.10467 \frac{\text{kg}}{\text{s}} - \dot{m}_{\text{comb } 2}$$

$$\dot{m}_{\text{comb } 2} = 0.09756 \approx 351.216 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

- Justificación económica para la implementación del regenerador:

$$C_{\text{ahorro}} = \Delta \dot{m}_{\text{comb}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] * C_{\text{unitario}} \left[\frac{\text{N.S}}{\text{GJ}} \right] * \text{tpo} \left[\frac{\text{h}}{\text{año}} \right] * PCI \left[\frac{\text{GJ}}{\text{KG}} \right]$$

Datos:

$$\Delta \dot{m}_{\text{comb}} = 25.605 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

$$C_{\text{unitario}} = 7.2 \left[\frac{\text{N.S}}{\text{GJ}} \right] \text{ (Anexo A.)}$$

$$\text{PCI} = 0.05470711 \left[\frac{\text{GJ}}{\text{KG}} \right]$$

$$\text{tpo} = 22 \frac{\text{h}}{\text{dia}} * 180 \frac{\text{dias}}{\text{Año}} = 3960 \left[\frac{\text{h}}{\text{Año}} \right]$$

Reemplazando:

$$C_{\text{ahorro}} = 25.605 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] * 7.2 \left[\frac{\text{N.S}}{\text{GJ}} \right] * 3960 \left[\frac{\text{h}}{\text{Año}} \right] * 0.054707611 \left[\frac{\text{GJ}}{\text{KG}} \right]$$

$$C_{\text{ahorro}} = 40000 \left[\frac{\text{N.S}}{\text{Año}} \right]$$

✓ Diseño y dimensionamiento del regenerador :

Flujos de aire y gases residuales:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = R_{\text{aire-comb}} * \dot{m}_{\text{comb } 2}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 50.45 * 0.09884 = 4.921902 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{\text{GR}} = \dot{m}_{\text{aire}} + \dot{m}_{\text{comb } 2}$$

$$\dot{m}_{\text{GR}} = 4.921902 + 0.09756 = 5.019462 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

a) Calculo del coeficiente de convección interno (aire).

a.1) Temperatura media del aire en el regenerador.

$$\bar{T}_{\text{aire}} = \frac{T_{\text{aire } 1} + T_{\text{aire } 2}}{2}$$

$$\bar{T}_{\text{aire}} = \frac{373.715 + 473.715}{2} = 423.715^{\circ}\text{C}$$

a.2) Propiedades termofísicas del aire a la temperatura media.

Tabla 04: Propiedades termofísicas del aire (Anexo A.)

\bar{T}_{aire}	
ρ_{aire}	5.32 kg/m ³
γ_{aire}	$6.27 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
k_{aire}	5.149 * $10^{-2} \text{ w/m } ^{\circ}\text{C}$
Pr_{aire}	0.6956

a.3) Calcular el flujo másico de aire por cada tubo.

$$\dot{m}_{a,u} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{N_T}$$

Considerando:

$$N_T = 289 \text{ tubos}$$

$$\dot{m}_{a,u} = \frac{4.92421}{289} = 0.01705$$

a.4) Superficie de transferencia de calor de los tubos de aire.

$$\dot{m}_{a,u} = \rho_{\text{aire}} * U_{\text{aire}} * S_{\text{tubo}}$$

Dónde:

$$U_{\text{aire}} = (15 \dots \dots 30) \text{ m/s} = 20 \text{ (Anexo A.)}$$

$$0.01705 = 5.32 * 20 * S_{\text{tubo}}$$

$$S_{\text{tubo}} = 16.0132 * 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4 S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 (16.0132 * 10^{-5})}{\pi}} = 0.014279 \text{ m}$$

a.5) Dimensionamiento y selección de los tubos.

Tabla 04. Dimensiones normalizadas de la tubería de aire comprimido (Anexo A.)

TIPO DE TUBERIA:	ASTM A-192	
Seleccionar el diámetro nominal, con número de cédula 40		
D_n = 7/8 pulg	d _{int}	14.3 mm
	e	3.96 mm
	d _{ext}	22.22 mm

Cálculo mecánico:

- Número de cédula:

$$SHC = 10^3 * \frac{P_{\text{aire}}}{\sigma_{\text{adm}}} * fs$$

Donde la presión del aire comprimido máxima es 13bar y el esfuerzo admisible de la tubería para el material ASTM A-192, sería: 1800 bar (Anexo A.6). Factor de seguridad sugerido 1.75.

$$SHC = 10^3 * \frac{10.5\text{bar}}{1800} * 1.75 = 10.21 \approx 40$$

Recalcular la velocidad del aire.

$$U_{\text{aire}} = \frac{\dot{m}_{a,u}}{\rho_{\text{aire}} * S_{\text{tubo}}}$$

Dónde:

$$S_{\text{tubo}} = \frac{\pi * 0.0143^2}{4} = 16,061 * 10^{-5} \text{m}^2$$

Reemplazando:

$$U_{\text{aire}} = \frac{0.01705}{5.32 * 16,061 * 10^{-5}} = 19.954 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Número de Reynolds.

$$(R_e)_{\text{aire}} = \frac{U_{\text{aire}} * d_{\text{int}}}{\gamma_{\text{aire}}}$$

$$(R_e)_{\text{aire}} = \frac{19.954 \frac{\text{m}}{\text{seg}} * 0.0143 \text{ m}}{6.27 * 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}} = 45509.123$$

Número de Nusselt.

$$N_u = 0.023 * (R_e)_{\text{agua}}^{0.8} * P_{\text{agua}}^{0.4}$$

$$N_u = 0.023 * 45509.123^{0.8} * 0.6956^{0.4} = 105.96$$

- El coeficiente de convección del aire, sería.

$$h_{\text{int}} = \frac{N_u * K_{\text{aire}}}{d_{\text{int}}}$$

$$h_{\text{int}} = \frac{(105.96) * \left(5.149 * 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}\right)}{0.0143 \text{m}} = 381.53 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

- Dimensionar y seleccionar la coraza o carcaza.

El diseño de la coraza, tendrá ordenamiento, cuadrado

Tenemos:

- Espacio entre tubo y tubo

Se considera:

$S_T = S_L = S = d_{\text{ext}} + L \text{ mm}$; Por criterio de diseño: $L = (5 - 10) \text{ mm}$

$$h = \sqrt{(16S)^2 + (16S)^2}$$

$$h = 16S\sqrt{2} = 16(0.03222)\sqrt{2} = 0.729 \text{m}$$

$$D_{\text{int}} = h + 2S$$

$$D_{\text{int}} = 0.729\text{m} + 2(0.03222) \text{ m} = 0.79344 \text{ m}$$

Calcular el área de paso de los gases residuales.

$$A_p = \frac{\pi}{4} (D_{\text{int}}^2 - N_{\text{tubos}} * d_{\text{ext}}^2)$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} (0.79344^2 - 289 * 0.02222^2) = 0.3824 \text{ m}^2$$

Diámetro hidráulico de los gases.

$$d_h = \frac{4A_p}{P}$$

Dónde:

$$P = \pi * D_{\text{int}} + N_{\text{tubos}} * d_{\text{ext}}$$

$$P = \pi * (0.79344 + 289 * 0.02222) = 22.667$$

Reemplazando:

$$d_h = \frac{4(0.3824)}{22.667} = 0.0675 \text{ m}$$

Propiedades termofísicas del gas residual. (Anexo A.)

- Temperatura media:

$$T_m = \frac{T_{\text{GR1}} + T_{\text{GR2}}}{2}$$

$$T_m = \frac{503.8 + 409.077}{2} = 456.4385^\circ\text{C}$$

Tabla 05: Propiedades termofísicas del gas residual (Anexo A.)

$\bar{T}_{\text{G.R}}$	
$\rho_{\text{G.R}}$	0.4866 kg/m ³
$\gamma_{\text{G.R}}$	$69.365 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
$k_{\text{G.R}}$	6.184 $* 10^{-2} \text{ w/m } ^\circ\text{C}$

$Pr_{G.R}$	0.6344
------------	--------

Numero Reynolds de los gases residuales.

Dónde:

$$U_{GR} = \frac{\dot{m}_{GR}}{\rho_{GR} * A_p} = \frac{5.02305}{0.4866 * 0.3824} = 26.995 \text{ m/s}$$

Remplazando.

$$(Re)_{GR} = \frac{26.995 * 0.0675}{69.365 * 10^{-6}} = 26269.2$$

Numero Nusselt.

$$N_u = 0,023 * (Re)_{agua}^{0,8} * Pr_{agua}^{0,3}$$

$$N_u = 0,023 * 26269.2^{0,8} * 0.6344^{0,3} = 68.86$$

- El coeficiente de convección externo de los gases seria:

$$h_{ext} = \frac{N_u * K_{GR}}{d_{ext}} = \frac{68.86 * 6.184 * 10^{-2}}{0.02222} = 191.643 \frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

- Coeficiente global de transferencia de calor.

$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{e}{K_{tubo}} + \frac{1}{h_{ext}} + R''_{t \text{ ensuciamiento aire}} + R''_{t \text{ ensuciamiento GR}}}$$

$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{381.53} + \frac{3.96 * 10^{-3}}{39.72} + \frac{1}{191.643} + 0.0001 + 0.0009} = 111.87$$

-Variación de temperatura media logarítmica en I.C – Flujo cruzado.

$$\Delta T_{\max} = 35.362^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\min} = 30.085^{\circ}\text{C}$$

Dónde:

$$T = \sqrt{(T'_{\text{GR } 4} - T''_{\text{GR } 4})^2 + (T''_{\text{aire } 2} - T'_{\text{aire } 2})^2}$$

$$T = \sqrt{(503.8^{\circ}\text{C} - 409.077^{\circ}\text{C})^2 + (473.715^{\circ}\text{C} - 373.715^{\circ}\text{C})^2} = 137.74^{\circ}\text{C}$$

Remplazando

$$\Delta T_{\text{mL}} = \frac{137.74^{\circ}\text{C}}{\ln\left(\frac{35.362^{\circ}\text{C} + 30.085^{\circ}\text{C} + 137.74^{\circ}\text{C}}{35.362^{\circ}\text{C} + 30.085^{\circ}\text{C} - 137.74^{\circ}\text{C}}\right)} = 133.288^{\circ}\text{C}$$

Superficie de transferencia de calor.

$$S = \frac{1000 * \dot{Q}_{\text{util}}}{\Delta T_{\text{mL}} * K_G}$$

Dónde:

$$\dot{Q}_{\text{util}} = \dot{m}_{\text{aire}} * \left(\frac{C_{p''\text{aire } 2} + C_{p'\text{aire } 2}}{2}\right) * (T''_{\text{aire } 2} - T'_{\text{aire } 2})$$

$$\dot{Q}_{\text{util}} = 4.92421 * \left(\frac{1.0867 + 1.062}{2}\right) * (473.715 - 373.715)5 = 529.03 \text{ KW}$$

Remplazando:

$$S = \frac{1000 * 529.03}{133.288 * 111.87} = 35.479\text{m}^2$$

Longitud del intercambiador de calor.

$$S = \pi * d_{\text{ext}} * L * N_t$$

$$35.479 = \pi * 0.02222 * L * 289 \rightarrow L = 1.758 \text{ m}$$

- Vida estimada de las tuberías de aire:

$$\text{Vida maxima} = \frac{\text{espesor de la tubería}}{\text{Velocidad de corrosión}}$$

Según el código ASME establece que el acero al carbono, tiene una velocidad mínima de corrosión 0.127 mm/ año

$$\text{Vida maxima} = \frac{3.96 \text{ mm}}{0.127 \frac{\text{mm}}{\text{año}}} = 31 \text{ años}$$

Podemos decir que esperamos una vida de 31 años para el regenerador, por lo tanto la tubería de diámetro nominal de 7/8 es aceptable.

- Determinación del diámetro exterior de la coraza:

Según la formulación:

$$\delta_{\text{tubo min}} = \frac{D_{\text{int}} * P_{\text{max}}}{2 * \sigma_{\text{adm}}}$$

Reemplazando:

$$\delta_{\text{tubo min}} = \frac{0.79344 * 10.5}{2 * 1800} = 2.3142 * 10^{-3} \text{ m}$$

Tenemos:

$$D_{\text{ext}} = D_{\text{int}} + 2 * \left(\delta_{\text{tubo min}} \right)$$

$$D_{\text{ext}} = 0.79344 + 2 * (2.3142 * 10^{-3}) = 0.8 \text{ m}$$

Aislamiento térmico del regenerador – Lana Mineral:

- Pérdidas de calor en tuberías desnudas:

En la figura 09, se muestran los parámetros en tubería sin aislar.

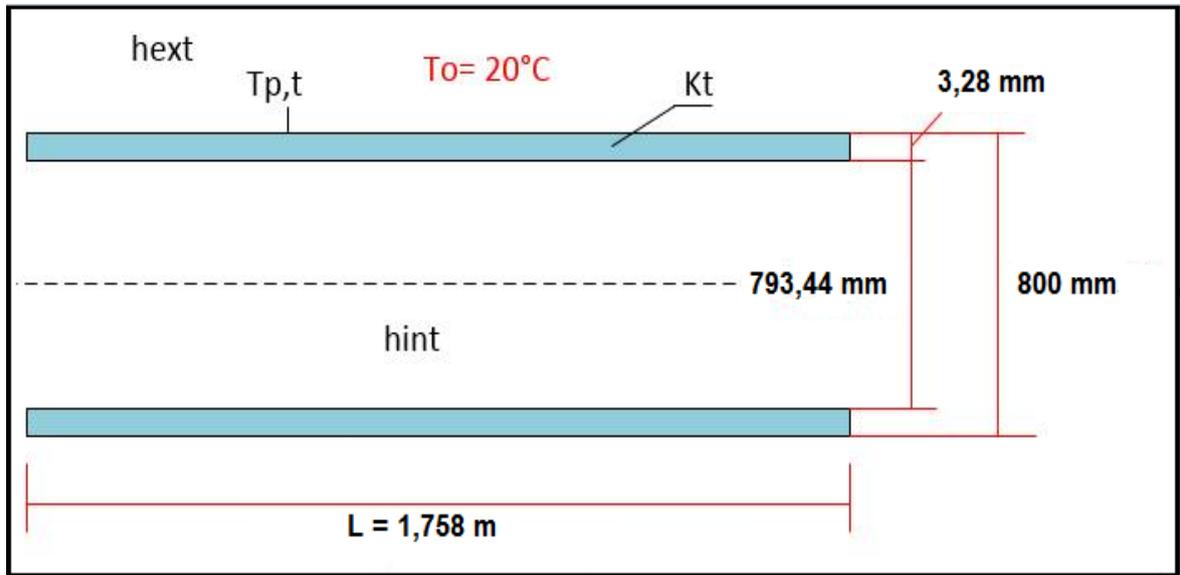


Figura 09. Regenerador sin aislante.

- Coeficiente de convección interno en el regenerador:

$$h_{\text{int}} = h_{\text{ext}} = 191.643 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

- El coeficiente de convección de pared-medio ambiente (externo) es:

$$h_{\text{ext}} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{U_{\text{aire}}}$$

Dónde:

$$U_{\text{aire}} = 5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ (Velocidad del aire promedio en Trujillo– para lugares abiertos)}$$

Tenemos:

$$h_{\text{ext}} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{5} = 27.16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{c}}$$

- Potencia térmica perdida en tubería desnuda:

Tenemos:

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{T_{mGR} - T_0}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln \left(\frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}} \right) + \frac{1}{r_{\text{int}} * h_{\text{int}}} + \frac{1}{r_{\text{ext}} * h_{\text{ext}}} \right]}$$

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{456,4385 - 20}{\frac{1}{2\pi * 1.758} \left[\frac{1}{39.72} * \ln \left(\frac{0.8}{0.79344} \right) + \frac{1}{0.3967 * 381.53} + \frac{1}{0.4 * 191.643} \right]}$$

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = 242747.3 \text{ W}$$

- Temperatura de la superficie exterior de la carcasa:

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{T_{mGR} - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln \left(\frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}} \right) + \frac{1}{r_{\text{int}} * h_{\text{int}}} \right]}$$

$$242747.3 \text{ W} = \frac{456.4385 - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi * 1.758} \left[\frac{1}{39.72} * \ln \left(\frac{0.8}{0.79344} \right) + \frac{1}{0.3967 * 381.53} \right]}$$

$$\rightarrow T_{p,t} = 306.68 \text{ °C}$$

- Perdidas de calor con tubería aislada:

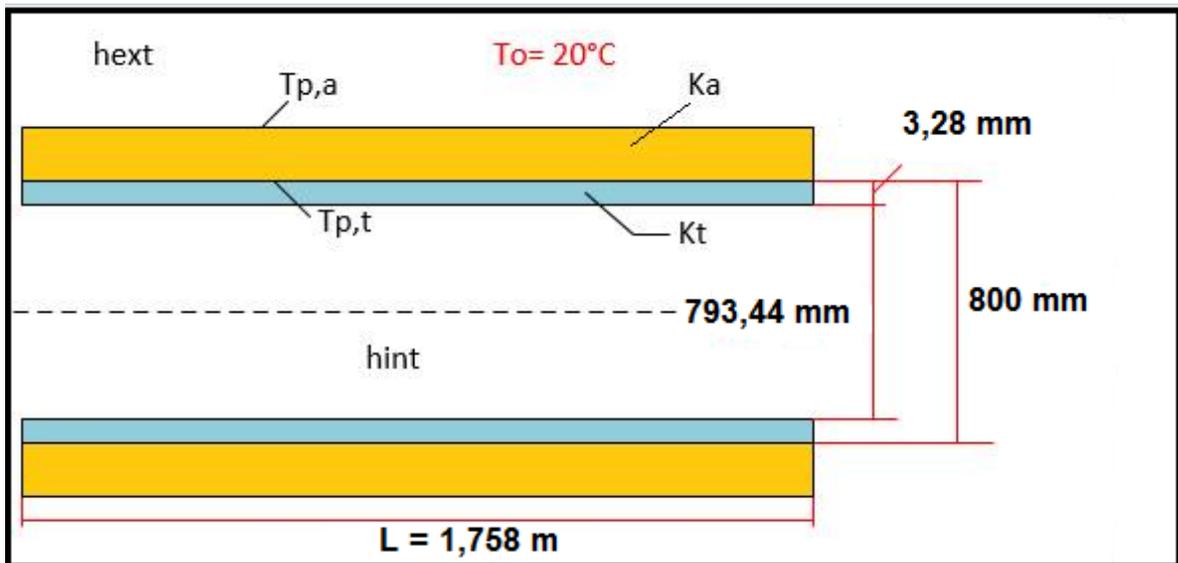


Figura 10. Regenerador con aislante lana mineral.

- Rendimiento promedio de la fibra de vidrio: $\eta_{\text{aisl}} = 97\%$ (Rendimiento del regenerador)

- Pérdida de potencia con aislante:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - \eta_{\text{aislada}}) * Q_{P_{\text{desnuda}}}$$

Remplazando:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - 0.97) * 242747.3 \text{ W} = 7282.42 \text{ W}$$

- Conductibilidad térmica del aislamiento-lana mineral:

$$K_a = 0.0204 + 0.000145 * T_m$$

Donde la temperatura media aislante:

$$T_m = \frac{T_{p,t} + T_{p,a}}{2}$$

Y considerando, una temperatura exterior para el aislante de 30°C

$$T_m = \frac{306.68 \text{ }^\circ\text{C} + 30^\circ\text{C}}{2} = 168.34 \text{ }^\circ\text{C}$$

La conductividad térmica de la roca mineral es:

$$K_a = 0.0204 + 0.000145 * (168.34) = 0.04481 \frac{W}{m^{\circ}K}$$

- Transferencia de calor por conducción en el aislante:

$$\dot{Q}_{P_{\text{aislante}}} = \frac{(T_{p,t} - T_{p,a})}{\left(\frac{1}{2\pi * K_a * L}\right) * \ln\left(\frac{D_{\text{ext},a}}{d_{\text{ext}}}\right)}$$

Despejando el diámetro exterior del aislante, tenemos:

$$\ln\left(\frac{D_{\text{ext},a}}{D_{\text{ext}}}\right) = \frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}$$

$$D_{\text{ext},a} = D_{\text{ext}} * e^{\frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}}$$

Reemplazamos:

$$D_{\text{ext},a} = 0.8 * e^{\frac{2\pi * 0.04481 * 1.758 * (306.68 - 30)}{7282.42}} = 0.8152 \text{ m}$$

Finalmente; el espesor del aislante sería:

$$\delta_a = \frac{D_{\text{ext},a} - D_{\text{ext}}}{2} = \frac{0.8152 \text{ m} - 0.8 \text{ m}}{2} = 0.0076 \text{ m} \approx 1 \text{ pulg}$$

- Número de fardos:

De las especificaciones técnicas de la lana mineral (Anexo A.9), las dimensiones de un fardo son:

Longitud: 5 m; Ancho: 910 mm ;Espesor: 40 mm

- El área transferencia de calor de un fardo, sería:

$$A_f = 5\text{m} * 0.91\text{m} = 4.55 \text{ m}^2$$

- Superficie lateral de transferencia de calor del precalentador:

$$A_L = \pi * d_{\text{ext}} * L$$

La longitud del regenerador es: 1.758 m

$$A_L = \pi * 0.8 \text{ m} * 1.758 \text{ m} = 4.42 \text{ m}^2$$

- Número de fardo unitario:

$$n_{f,u} = \frac{A_L}{A_f} = \frac{4.42 \text{ m}^2}{4.55 \text{ m}^2} = 0.97 \text{ fardos/pulg}$$

- El número de fardos totales serian:

$$n_{f,t} = n_{f,u} * \delta_a$$

$$n_{f,t} = 0.97 \frac{\text{fardos}}{\text{pulg}} * 1 \text{ pulg} = 1 \text{ fardo}$$

Anexo A-4:

Diseñar el tanque de almacenamiento de gas natural y accesorios de seguridad.

- a) Masa de gas natural: Es la masa contenida en el tanque cilíndrico horizontal, para almacenar gas natural en fase líquida, es decir GNL (Gas Natural Licuado). Se diseñará el tanque para un intervalo de llenado diario (debido al excesivo volumen de gas natural a contener).

$$\text{Tenemos: } \dot{m}_{GN} = \frac{m_{GN}}{T_p} ; T_p = 22 \frac{\text{h}}{\text{día}}$$

$$\text{Reemplazando: } 351.216 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = \frac{m_{GN}}{22 \frac{\text{h}}{\text{día}}} \rightarrow m_{GN} = 7726.752 \frac{\text{Kg}}{\text{día}}$$

- b) Densidad del gas natural licuado:

Fase	Componente	Densidad ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	Participación másica
Líquido	C ₁ H ₄	422.36	97%
Líquido	C ₂ H ₆	543.83	1.56%
Líquido	C ₃ H ₈	580.88	0.13%
Líquido	C ₄ H ₁₀	601.26	0.08%
Líquido	C ₅ H ₁₂	630	0.02%
Líquido	C ₆ H ₁₄	654.8	0.01%

Líquido	N_2	806.11	1%
Líquido	CO_2	1256.74	0.2%

Fuente: encyclopedia.airliquide.com

$$\rho_{GNL} = \sum_{i=1}^n \rho_i * g_i$$

$$\rho_{GNL} = \rho_{C_1H_4} * g_{C_1H_4} + \rho_{C_2H_6} * g_{C_2H_6} + \rho_{C_3H_8} * g_{C_3H_8} + \rho_{C_4H_{10}} * g_{C_4H_{10}} + \rho_{C_5H_{12}} * g_{C_5H_{12}} + \rho_{C_6H_{14}} * g_{C_6H_{14}} + \rho_{N_2} * g_{N_2} + \rho_{CO_2} * g_{CO_2}$$

$$\rho_{GNL} = 422.36 * 0.97 + 543.83 * 0.0156 + 580.88 * 0.0013 + 601.26 * 0.0008 + 630 * 0.0002 + 654.8 * 0.0001 + 806.11 * 0.01 + 1256.74 * 0.002$$

$$\rho_{GNL} = 430.175 \frac{kg}{m^3}$$

c) Volumen de gas natural contenido en el tanque cilíndrico:

$$\rho_{GNL} = \frac{m_{GN}}{V_{GNL}}$$

La masa del gas natural en estado líquido (GNL) y en estado gaseoso (GNC) es la misma.

$$V_{GN} = \frac{7726.752Kg}{430.175 \frac{kg}{m^3}} = 17.962 m^3$$

d) Volumen máximo:

$$(V_{GNL})_{m\acute{a}x} = V_{GNL} * f.s$$

Dónde: $f.s = 1.20$ (20% adicional)

$$(V_{GNL})_{m\acute{a}x} = 17.962 m^3 * 1.2 = 21.554 m^3 = 760.82 pie^3$$

e) Condiciones de operación del tanque cilíndrico horizontal:

- ✓ Norma de Diseño, según: Sección VIII – División 1 del código ASME
- ✓ Presión y Temperatura de almacenamiento: Norma Técnica peruana: NTP- 111.013

- Presión = 14.5 PSI (1 bar abs.)
- Temperatura = - 162° C (- 259.6 °F)
- ✓ Margen de corrosión de $\frac{1}{8}$ "(3.175mm): Se tiene que la velocidad de corrosión es de 5 milésimas de pulg/año, es decir:

$$\text{Vida maxima} = \frac{\text{margen de corrosión}}{\text{Velocidad de corrosión}}$$

$$C = \frac{1}{8} \text{ pulg} = 0.125 \text{ pulg}$$

$$\text{Vida} = \frac{0.125}{5 * 10^{-3}} = 25 \text{ años}$$

- ✓ Material del tanque: Acero al carbón SA-285 Grado C (Material recomendado para tanques a gas natural-ASME), con un esfuerzo admisible de 13.8Kpsi
- ✓ Eficiencia de soldadura: Los tipos de uniones, serán soldados a tope unida con soldadura por ambos lados.
 - Tenemos: $E = 0.85$ (Anexo)

f) Presión de diseño: $\left\{ \begin{array}{l} P_o: \text{Presión máxima de operación} \\ P: \text{Presión de diseño} \end{array} \right\}$

$$\text{Si } P_o > 300 \text{ Psi} \rightarrow P = 1.1P_o$$

$$\text{Pero, si } P_o \leq 300 \text{ Psi} \rightarrow P = P_o + 30 \text{ psi}$$

\therefore En nuestro caso tenemos:

$$P = P_o + 30 \text{ psi} = 14.5 \text{ psi} + 30 \text{ psi} = 44.5 \text{ psi}$$

- g) Dimensionamiento óptimo del recipiente:
Calcular el valor de "F":

$$F = \frac{P}{C * S * E}$$

Dónde:

P= presión de diseño : P = 44.5 psi.

C= margen de corrosión: C=1/8 pulg

S= esfuerzo máximo permisible de diseño: S=13.8 Kpsi

E= eficiencia de la soldadura: E=0.85

$$F = \frac{44.5}{0.125 * 13.8 * 10^3 * 0.85} = 0.030 \text{ pulg}^{-1}$$

De la tabla para establecer las medidas adecuadas en el tanque de gas natural, intersectamos el valor encontrado de F=0.03 con el volumen máximo de 760.82, obteniendo un diámetro interno para el cilindro horizontal de $D_{int} = 6.9$ pies = 2.103 m

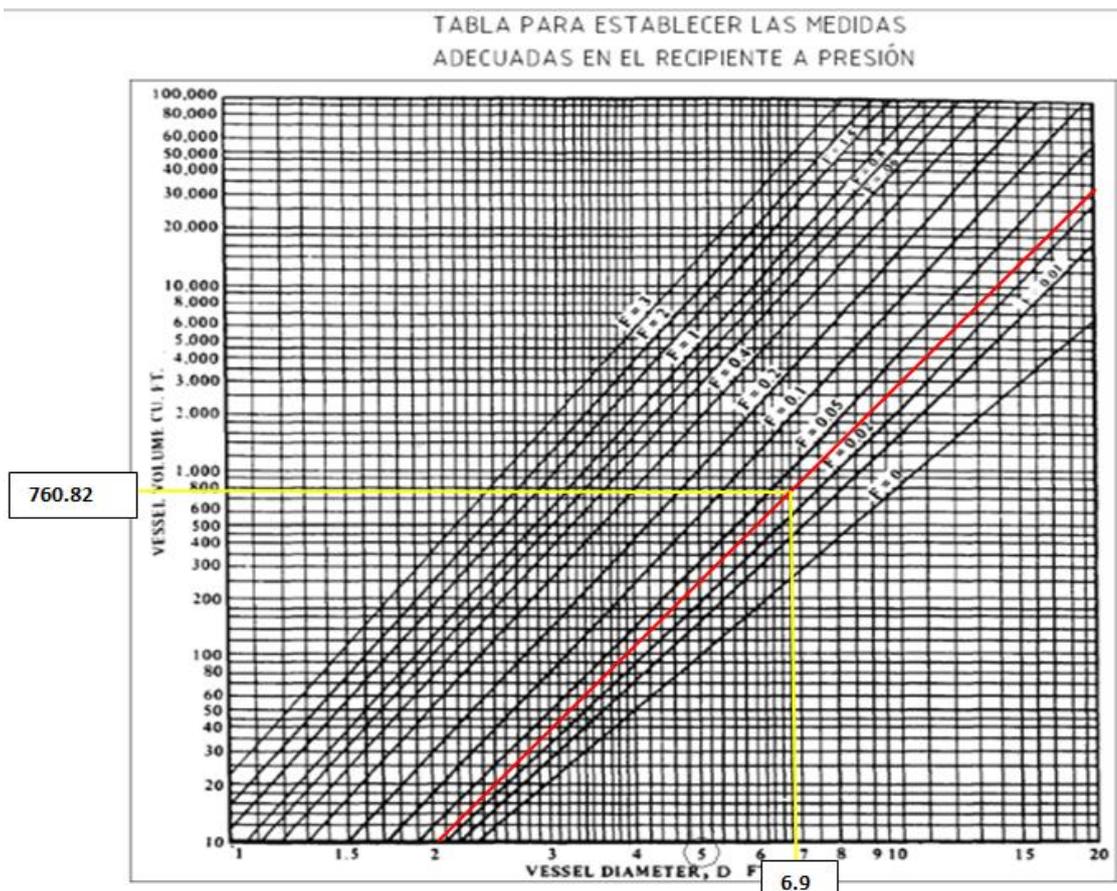


Figura 11, diámetro interior del tanque

Una vez calculado el diámetro interno óptimo, se prosigue a calcular el valor de la longitud del recipiente:

$$L = \frac{4 * (V_{GNL})_{max}}{\pi * D_{int}^2} - \frac{D_{int}}{3}$$

Datos:

$$(V_{GNL})_{max} = 760.82 \text{ pie}^3$$

$$D_{int} = 6.9 \text{ pies}$$

Reemplazando:

$$L = \frac{4 * 760.82 \text{ pie}^3}{\pi * (6.9 \text{ pie})^2} - \frac{6.9 \text{ pie}}{3} = 18.047 \text{ pie} = 5.501 \text{ m} = 216.575 \text{ pulg}$$

h) Cálculo del espesor del cuerpo y tapas por presión interna:

Al calcular un recipiente cilíndrico horizontal por presión interna, es necesario realizar independientemente el cálculo del espesor del cuerpo y las tapas.

h.1) Cálculo del espesor de pared de las tapas semielípticas:

Dimensiones de los cabezales semielípticos:

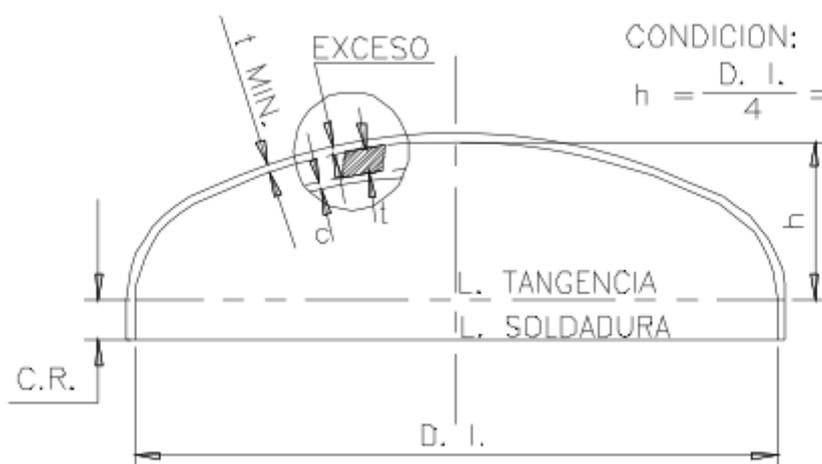


Figura 12. Cabezales del tanque de gas natural

$$\text{Si: } e = \frac{P * R_{\text{int}}}{(S * E - 0.1 P)}$$

$$D_{\text{int}} = 6.90 \text{ pies} * \frac{0.3048 \text{ m}}{1 \text{ pie}} * \frac{1 \text{ pulg}}{0.0254 \text{ m}} = 82.8 \text{ pulg} \rightarrow R_{\text{int}} = 41.4$$

$$\text{Entonces : } e = \frac{44.5 * 41.4}{(13.8 * 10^3 * 0.85 - 0.1 * 44.5)} = e = 0.157 \text{ pulg}$$

$$t = 0,157 \text{ pulg} + 0.125 \text{ pulg} = 0.282$$

Normalizando el espesor de la pared de las tapas semielípticas:

$$t = 0.2824 \approx \frac{5}{16} \text{ pulg} = 0.3125 \text{ pulg}$$

Calculamos las alturas:

$$h_{\text{int}} = \frac{D_{\text{int}}}{4} = \frac{6.90}{4} = 1.725 \text{ pies} \approx 20.7 \text{ pulg}$$

$$h_{\text{ext}} = 20.7 + 0.3125 = 21.0125 \text{ pulg}$$

Ahora calculamos el espesor de pared del cuerpo del recipiente y el espesor del tanque.

$$t = e + c$$

$$\text{Si: } e = \frac{P * R_{\text{int}}}{(S * E - 0.6 P)}$$

$$D_{\text{int}} = 6.90 \text{ pies} * \frac{0.3048 \text{ m}}{1 \text{ pie}} * \frac{1 \text{ pulg}}{0.0254 \text{ m}} = 82.8 \text{ pulg} \rightarrow R_{\text{int}} = 41.4$$

$$\text{Entonces : } e = \frac{44.5 * 41.4}{(13.8 * 10^3 * 0.85 - 0.6 * 44.5)} = e = 0.1574 \text{ pulg}$$

Al valor obtenido para el espesor de pared del cuerpo del recipiente, se le suma el margen de corrosión y se normaliza al valor comercial que sea inmediato superior al calculado.

$$t = e + c$$

$$t = 0,1574 \text{ pulg} + 0.125 \text{ pulg} = 0.2824 \text{ pulg}$$

Normalizando el espesor del tanque:

$$t = 0.2824 \approx \frac{5}{16} \text{ pulg} = 0.3125 \text{ pulg}$$

Por lo tanto el diámetro exterior del tanque sería:

$$D_{\text{ext}} = D_{\text{int}} + (e)2 = 82.225 \text{ pulg}$$

$$D_{\text{ext}} = 82.8 + (0.3125)2 = 83.425 \text{ pulg} = 2.12 \text{ m}$$

i) Aislamiento Térmico:

Se aislará el tanque fe G.N, con el aislante térmico POLIURETANO utilizado para un rango de temperatura de -286.6 °C a 107 °C (Anexo)

Superficie lateral total del tanque:

$$S_L = (S_L)_{\text{cilindro}} + (S_L)_{\text{elipsoide}}$$

$$S_L = \pi * D_{\text{ext}} * L + 2 * \pi * D_{\text{ext}} * h_{\text{ext}} = \pi * 2.12 * 5.501 + 2 * \pi * 2.12 * 0.5337$$

$$SL = 43.747 \text{ m}^2$$

Coefficiente de convección:

$$h_{\text{conv. ext}} = 11.6 + 6.96 \sqrt{U_{\text{viento}}}$$

Dato:

$U_{\text{viento}} = 0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, debido a que el aislante está entre dos capas.

$$h_{\text{conv. ext}} = 11.6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Potencia térmica perdida sin aislante:

$$\dot{Q}_{\text{p, sin aisl}} = h_{\text{conv. ext}} * SL * (\Delta T)$$

$$\dot{Q}_{\text{aisl sin}} = 11.6 * 43.747 * (20 - (-162)) = 92358.6664 \text{ W}$$

Potencia perdida con aislante:

$\dot{Q}_{\text{aisl con}} = \dot{Q}_{\text{aisl sin}} * (1 - \eta_{\text{aislante}})$; $\eta_{\text{aislante}} = 95\%$ (rendimiento promedio estimado de los aislantes)

$$\dot{Q}_{\text{aisl con}} = 92358.6664 (1 - 0.95) = 4617.933 \text{ w}$$

Diámetro exterior del aislante:

$$D_{\text{ext,aisl}} = D_{\text{ext tanque}} * e^{\frac{2\pi * k_{\text{aislante}} * L_T * (T_{\text{amb}} - T_{p,\text{ext}})}{\dot{Q}_{\text{aisl con}}}}$$

Datos:

$$L_T = L + 2h_{\text{ext}} = 5.501 + 2 * 0.5337$$

$$L_T = 6.5684 \text{ m}$$

$$D_{\text{ext,aisl}} = 2.12 * e^{\frac{2\pi * 0.0245 * 6.5684 * (182)}{4617.933}} = 2.2062$$

Espesor del aislante:

$$e_{\text{aisl}} = \frac{D_{\text{ext,aisl}} - D_{\text{int,aisl}}}{2}$$

$$e_{\text{aisl}} = \frac{2.2062 - 2.12}{2} = 0.0431 \text{ m} \approx 43.1 \text{ mm} = 1.697 \text{ pulg}$$

Numero de fardos:

$$(N_f)_{\text{totales}} = \frac{S_L}{S_{\text{fardos}}} * \delta_{\text{aislante}}$$

Dimensiones: Largo * ancho * espesor

$$1.22 \text{ m} * 2.44 \text{ m} * 0.0254 \text{ m}$$

Superficie lateral del fardo: $S_f = 1.22 \text{ m} * 2.44 \text{ m} = 2.9768 \text{ m}^2$

$$(N_f)_{\text{por pulg}} = \frac{43.747}{2.9768} = 14.696 \text{ fardos/pulg}$$

$$(N_f)_{totales} = (N_f)_{por\ pulg} * e_{aisl}$$

$$(N_f)_{totales} = 14.696 \frac{\text{fardos}}{\text{pulg}} * 1.697 \text{ pulg} = 25 \text{ fardos}$$

Anexo A-5:

Seleccionar la turbina a gas, accesorios para su control y dimensionar los conductores eléctricos.

- ✓ Dimensionamiento de los conductores eléctricos

$$P_{trafo} = \frac{P_{G.E}}{\eta_{cd}}; \eta_{cd}: (98 - 99)\%$$

$$P_{trafo} = \frac{2000}{0.98} = 2041 \text{ KW}$$

Potencia Aparente (Nominal):

$$S_n = \frac{P_{trafo} * f.s}{\cos\phi}$$

- El factor de seguridad mínimo para transformadores está en el rango: 1.25 – 1.5
- El factor de potencia para transformadores en promedio es : 0.8

$$\text{Entonces: } S_n = \frac{2041 * 1.5}{0.8} = 3827 \text{ KVA}$$

- Intensidad eléctrica nominal:

$$I_n = \frac{S_n}{\sqrt{3} * U_n}$$

Tenemos:

Potencia aparente: $S_n = 3827 \text{ KVA}$

Voltaje nominal: $U_n = 10 \text{ KV}$

$$I_n = \frac{3827 \text{ KVA}}{\sqrt{3} * 10 \text{ KV}} = 221 \text{ A}$$

- corriente de diseño:

$$I_d = \frac{I_n}{F_1 * F_2 * F_3}$$

Tenemos:

Normas técnicas peruanas

Factor de corrección por temperatura (0.90-0.92): $F_1 = 0.90$

Factor de corrección por diferentes resistencias térmicas de terreno (0.91-0.92):
 $F_2 = 0.91$

Factor de corrección por diferente profundidad de enterramiento del cable (0.92-0.94): $F_3 = 0.92$

$$I_d = \frac{202.0726 \text{ A}}{0.90 * 0.91 * 0.92} = 293 \text{ A}$$

Del catálogo INDECO de conductores del tipo N2YSY 8.7/15KV, seleccionamos el conductor 3 – 1 * 95 mm² que tiene una capacidad de corriente de 335 A enterrado.

✓ **Verificación de la sección del cable por capacidad de corriente:**

a). Por capacidad de corriente: La corriente máxima del conductor tiene que ser mayor a la corriente de diseño en operación del conductor

Es decir:

$$I_{\max} > I_d$$

$$335 \text{ A} > 293 \text{ A}$$

Por lo tanto no fallara por capacidad de corriente.

✓ **Verificación de la sección del cable por caída de tensión:** la caída de tensión de los conductores debe ser menor a la caída de tensión admisible permitida.

Del catálogo de Indeco, tenemos:

Tabla. Parámetros eléctricos del conductor N2YSY, 3 – 1 * 95 mm²

Parámetros	Símbolo	Valor	Unidad
Resistencia eléctrica a 20°C en A.C	R _{20°C}	0.232	Ohm/Km
Reactancia inductiva	X _L	0.2474	Ohm/Km
Temperatura del suelo	T _s	20	°C
Temperatura de operación	T _p	90	°C
Coeficiente de dilatación térmica lineal del cobre	α	3.93 * 10 ⁻³	°C ⁻¹

La temperatura de servicio sería:

$$\Delta T = T_p - T_s$$

$$\Delta T = 90^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C} = 70^\circ\text{C}$$

La resistencia a 70°C

$$R_{70^\circ\text{C}} = R_{20^\circ\text{C}} * (1 + \alpha * \Delta T)$$

$$R_{70^\circ\text{C}} = 0.232 \frac{\text{Ohm}}{\text{Km}} * (1 + 3.93 * 10^{-3} \text{°C}^{-1} * 70^\circ\text{C}) = 0.296 \frac{\text{Ohm}}{\text{Km}}$$

La impedancia es:

$$Z = \sqrt{R_{70^\circ\text{C}}^2 + X_L^2}$$

$$Z = \sqrt{\left(0.296 \frac{\text{Ohm}}{\text{Km}}\right)^2 + \left(0.2474 \frac{\text{Ohm}}{\text{Km}}\right)^2} = 0.3858 \frac{\text{Ohm}}{\text{Km}}$$

Factor de potencia:

$$\cos\varphi = \frac{R_{70^\circ\text{C}}}{Z} \rightarrow \varphi = \arccos\left(\frac{R_{70^\circ\text{C}}}{Z}\right)$$

$$\varphi = \arccos\left(\frac{0.0296 \frac{\text{Ohm}}{\text{Km}}}{0.3858 \frac{\text{Ohm}}{\text{Km}}}\right) = 39.89^\circ$$

Longitud del conductor es: 0.150Km

La caída de tensión en los conductores se calcula:

$$\Delta U_{cd} = \sqrt{3} * I_d * L * (R_{70^\circ c} * \cos\varphi + X_L * \text{sen}\varphi)$$

$$\Delta U_{cd} = \sqrt{3} * 293 \text{ A} * 0.15 \text{ Km} * (0.296 \frac{\text{Ohm}}{\text{Km}} * \cos(39.89^\circ) + 0.2474 \frac{\text{Ohm}}{\text{Km}} * \text{sen}(39.89^\circ))$$

$$\Delta U_{cd} = 29.37 \text{ V} \approx 30 \text{ V}$$

Caída de voltaje admisible permitida:

$$\Delta U_{adm} \approx 3.5\% * U_n$$

$$\Delta U_{adm} \approx 0.035 * (10\text{KV}) \approx 350\text{V}$$

Tenemos:

$$\Delta U_{cd} < \Delta U_{adm}$$

$$30 \text{ V} < 350\text{V}$$

Por lo tanto no fallara por caída de tensión.

- ✓ **Verificación de la sección del cable por corto circuito:** donde la superficie o área transversal en corto circuito debe ser menor al área transversal del conductor seleccionado.

$$I_{cc} = \frac{P_{cc}}{\sqrt{3} * U_n}$$

La potencia de corto circuito para el conductor de cobre es en promedio: 130MVA.

$$I_{cc} = \frac{130 * 10^3 \text{KVA}}{\sqrt{3} * 10 \text{KV}} = 7506 \text{ A}$$

La superficie de corto circuito se calcula:

$$S_{cc} = \frac{I_{cc}}{13 * \left(\frac{\Delta\epsilon}{t}\right)^{0.5}}$$

Dónde:

$\Delta\epsilon$: Incremento de temperatura a efecto de C.C, para el Cu es 150°C

t: Tiempo de duración del corto circuito, promedio 20ms

$$S_{CC} = \frac{7506 \text{ A}}{13 * \left(\frac{150}{0.02}\right)^{0.5}} = 6.7 \text{ mm}^2 \approx 7 \text{ mm}^2$$

Tenemos:

$$S_{CC} < S$$

$$7 \text{ mm}^2 < 95 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto se concluye también que el cable seleccionado no falla por cortocircuito.

Selección de los dispositivos de seguridad:

En la figura, se muestran los dispositivos de seguridad a utilizar para la instalación y generación de energía eléctrica con turbina a gas.

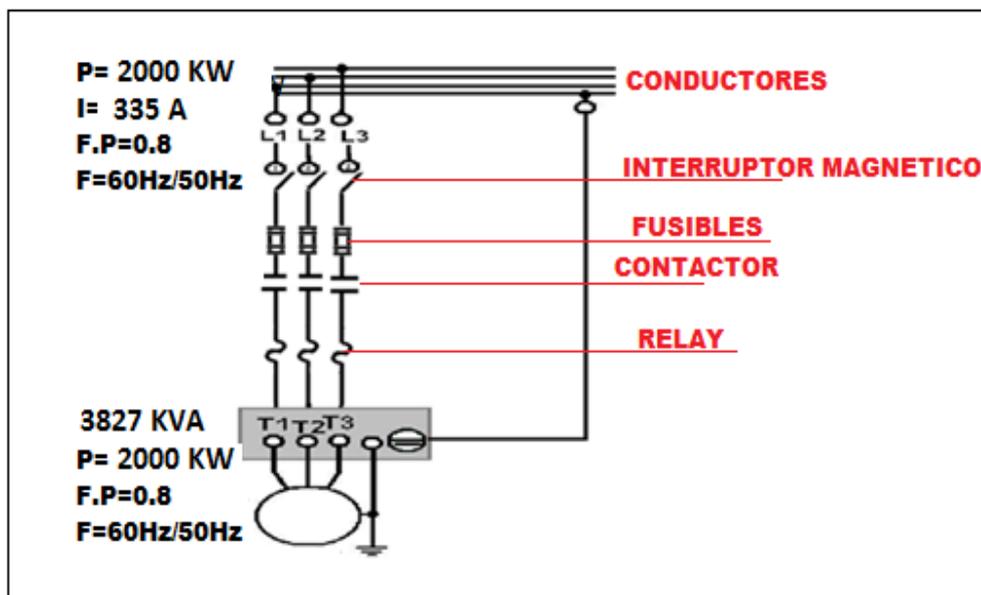


Figura 13. Diagrama de seguridad y protección de equipos.

Anexo A.6:

Dimensionar la red de tuberías de gas natural y realizar un análisis estructural y cimentación.

Datos:

$$\rho_{GN} = 430,175 \frac{kg}{m^3}; \dot{m}_{GN} = 0.09756 \frac{kg}{s}; V_{GN} = 1.2 \frac{m}{s}$$

Entonces:

$$\dot{m}_{GN} = \rho_{GN} \times V \times S$$

$$S = \frac{\dot{m}_{GN}}{\rho_{GN} \times V} \rightarrow S = \frac{0.09756}{430,175 \times 1.2} = 1.891 \times 10^{-4} m^2$$

$$\rightarrow d_{int} = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.891 \times 10^{-4}}{\pi}} = 0.01375 m$$

Análisis estructural:

En la figura, se muestran los sistemas de sujeción: cimientos, placa y pernos para el regenerador.

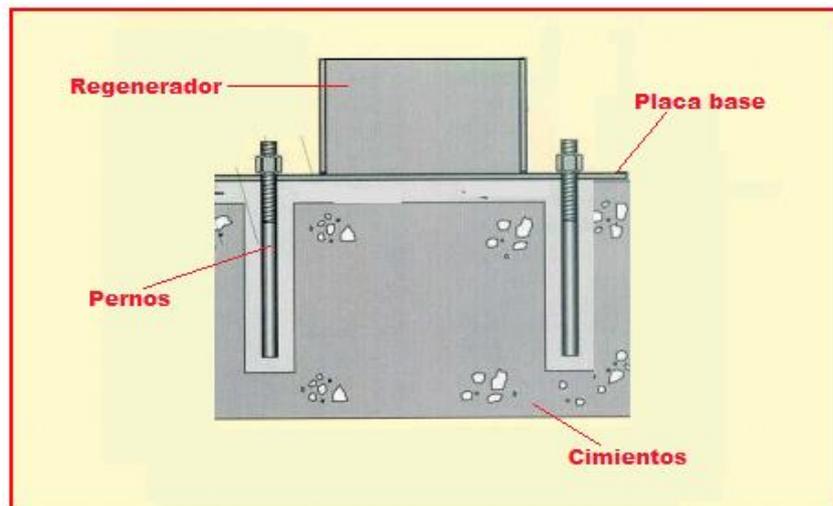


Figura 14. Sistemas de sujeción del regenerador

f.1) Peso del regenerador:

✓ Peso de la tubería:

Volumen del acero:

$$V_{\text{Tuberia}} = \frac{\pi}{4} * (d_{\text{ext}}^2 - d_{\text{int}}^2) * L_{\text{total}}$$

$$V_{\text{Tuberia}} = \frac{\pi}{4} * ((0.02222\text{m})^2 - (0.0143\text{m})^2) * (225 * 1.758) = 0.1154 \text{ m}^3$$

El peso de la tubería, sería:

$$W_{\text{Tuberia}} = V_{\text{Tuberia}} * \gamma_{\text{acero}}$$

$$\gamma_{\text{acero}} = 76.5 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

Tenemos:

$$W_{\text{Tuberia}} = 0.1154 \text{ m}^3 * 76.5 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$W_{\text{Tuberia}} = 8828.1 \text{ N}$$

En Kg, sería:

$$m_{\text{Tuberia}} = \frac{W_{\text{Tuberia}}}{g} = \frac{8828.1 \text{ N}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 899.91 \text{ Kg}$$

✓ Peso de la carcasa:

Volumen del acero:

$$V_{\text{carcasa}} = \frac{\pi}{4} * (D_{\text{ext}}^2 - D_{\text{int}}^2) * L_{\text{total}}$$

$$V_{\text{carcasa}} = \frac{\pi}{4} * ((0.8\text{m})^2 - (0.79344)^2) * (1.758) = 0.014 \text{ m}^3$$

El peso de la carcasa, sería:

$$W_{\text{carcasa}} = V_{\text{carcasa}} * \gamma_{\text{acero}}$$

$$\gamma_{\text{acero}} = 76.5 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

Tenemos:

$$W_{\text{carcasa acero}} = 0.014 \text{ m}^3 * 76.5 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} = 1071 \text{ N}$$

En Kg, seria:

$$m_{\text{carcasa acero}} = \frac{W_{\text{carcasa acero}}}{g} = \frac{1071 \text{ N}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 109.17 \text{ Kg}$$

✓ Peso del aire:

Volumen del aire:

$$V_{\text{aire}} = \frac{\pi * d_{\text{int}}^2}{4} * L_{\text{total}}$$

$$V_{\text{aire}} = \frac{\pi * (0.0143\text{m})^2}{4} * (1.758 * 289)\text{m} = 0.082\text{m}^3$$

El peso del aire, seria:

$$W_{\text{aire}} = V_{\text{aire}} * \gamma_{\text{aire}}$$

El peso específico del aire,

$$\gamma_{\text{aire}} = \rho_{\text{aire}} * g \rightarrow \gamma_{\text{aire}} = 5.32 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 52.1892 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

Tenemos:

$$W_{\text{aire}} = 0.082\text{m}^3 * 52.1892 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} = 4.28 \text{ N}$$

En Kg seria:

$$m_{\text{aire}} = \frac{W_{\text{aire}}}{g} = \frac{4.28 \text{ N}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0.436 \text{ Kg}$$

✓ Peso del gas residual:

Volumen del gas:

$$V_{\text{gr}} = A_p * L_{\text{total}}$$

$$V_{\text{gr}} = 0.3824 \text{ m}^2 * 1.758 \text{ m} = 0.6723 \text{ m}^3$$

El peso del gas, seria:

$$W_{\text{gr}} = V_{\text{gr}} * \gamma_{\text{gr}}$$

El peso específico del gas,

$$\gamma_{\text{gas}} = \rho_{\text{gas}} * g \rightarrow \gamma_{\text{gas}} = 0.4866 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 4.774 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

Tenemos:

$$W_{\text{gas}} = 0.6723 \text{ m}^3 * 4.774 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} = 3.21 \text{ N}$$

En Kg seria:

$$m_{\text{gas}} = \frac{W_{\text{gas}}}{g} = \frac{3.21 \text{ N}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0.327 \text{ Kg}$$

El peso total, que soportarían los cimientos, seria:

$$W_{\text{total}} = W_{\text{gas}} + W_{\text{aire}} + W_{\text{Tuberia}} + W_{\text{corasa}} + W_{\text{acero}}$$

$$W_{\text{total}} = 3.21 \text{ N} + 4.28 \text{ N} + 8828.1 \text{ N} + 1071 \text{ N} = 9906.59 \text{ N}$$

f.2) Dimensionamiento de la placa base:

- Peso total que soporta la placa base:

$$W_{\text{total}} = 9906.59 \text{ N}$$

- Espesor de la placa:

El regenerador es de dimensiones 0.8 m x 1.758m por lo consiguiente las dimensiones de la placa base serian 1 m x 2 m.

Mediante la teoría de falla, por el esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{W_p}{A}$$

El área de la placa sometida a esfuerzo cortante es: $A = 1 * t$, por lo tanto el esfuerzo cortante de trabajo seria:

$$\tau = \frac{9906.59}{1 * t} = \frac{9906.59}{t}$$

Esfuerzo cortante máximo de la placa por diseño: las placas bases serán de material ASTM A-36, por lo tanto el esfuerzo de fluencia es 250MPa.

$$\tau_{\max} = \frac{S_y}{2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{250 * 10^6 \text{Pa}}{2} = 125 * 10^6 \text{Pa}$$

Factor de seguridad: considerando un factor de seguridad de 3

$$n = \frac{\tau_{\max}}{\tau} \rightarrow 3 = \frac{125 * 10^6 \text{Pa}}{\frac{9906.59}{t}}$$

El espesor se la placa normalizada, seria:

$$t = 6.35 \text{ mm} \approx \frac{1}{4} \text{ in}$$

f.3) Diámetro de los pernos:

- Fuerza cortante por cada perno:

Son 4 pernos en la placa.

$$V_{\text{Perno}} = \frac{W_p}{N^{\circ} \text{ pernos}} = \frac{9906.59 \text{ N}}{4} = 2476.65 \text{ N}$$

- Esfuerzo cortante máximo por diseño del perno:

$$\tau_{\max} = \frac{S_y}{2}$$

Seleccionamos pernos con clase de resistencia 5.8 con esfuerzo de fluencia de 38 Kg/mm²(373MPa).

$$\tau_{\max} = \frac{373 \text{ MPa}}{2} = 186.5 \text{ MPa}$$

- Para un factor de seguridad de 3.

$$\tau = \frac{\tau_{\max}}{n}$$

Dónde:

$$\frac{V_{\text{Perno}}}{A} = \frac{\tau_{\max}}{n}$$

El área transversal de cada perno sería:

$$A = \frac{n * V_{\text{Perno}}}{\tau_{\max}}$$

Sustituyendo el área en función del diámetro del perno, tenemos:

$$\pi * d * t = \frac{n * V_{\text{Perno}}}{\tau_{\max}}$$

Despejando el diámetro del perno y normalizando:

$$d = \frac{n * V_{\text{Perno}}}{\tau_{\max} * \pi * t} = \frac{3 * 2476.65}{186.5 * 10^6 * \pi * 6.35 * 10^{-3}} = 6.35 \text{ mm} \approx \frac{1}{4} \text{ in}$$

f.4) Dimensionamiento de la base de cimentación:

Tenemos:

- Peso de regenerador:

$$W_{\text{total}} = 9906.59 \text{ N}$$

- Peso de la placa:

$$P_{\text{Placas}} = \gamma_{\text{acero}} * V_{\text{placa}}$$

El peso de las placas sería:

$$P_{\text{Placa}} = 76.5 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} * (1 * 2 * 6.35 * 10^{-3}) \text{ m}^3 = 971.55 \text{ N}$$

- El peso neto que soportaría la cimentación, sería:

$$w_t = 9906.59 \text{ N} + 971.55 \text{ N} = 10878.14 \text{ N}$$

- Altura y ancho de los cimientos:

El ancho y la altura de la cimentación se pueden determinar, según la formulación:

$$b^2 = \frac{w_t}{(\sigma_{\text{adm}})_{\text{terreno}} - \gamma_{\text{terreno}} * e}$$

Dónde:

b: Ancho y el largo del cimiento

e: Altura del cimiento, para el cálculo se tomara $e=b/2$

Tenemos:

$$(\sigma_{\text{adm}})_{\text{terreno}} = 380 \text{ KPa (Terreno grava compacta)}$$

$$\gamma_{\text{terreno}} = 22 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} \text{ (Peso específico promedio para terrenos)}$$

Remplazando:

$$b^2 = \frac{10878.14 \text{ N}}{(380 * 10^3 \text{ Pa}) - (22 * 10^3) * \frac{b}{2}}$$

$$b = 170 \text{ mm} \approx 200 \text{ mm}$$

Podemos concluir, que se necesita de un ancho y largo como mínimo de 200 mm, por lo tanto las dimensiones del cimiento serían:

Largo: 2m

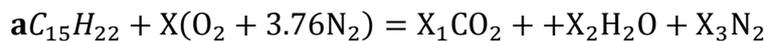
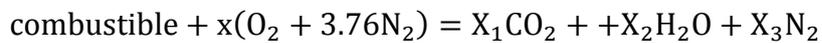
Ancho: 1.m

Profundidad: $0.2/2 = 0.1\text{m} = 10\text{ cm.}$

Anexo A.7:

Realizar un estudio de impacto ambiental de gases residuales evacuados a la atmosfera por el grupo electrógeno.

Análisis estequiométrico – combustión Perfecta:



*Balance de carbonos:

$$X_1 = 15a(\text{kmol})$$

*Balance de Hidrógenos:

$$22a = 2X_2 \rightarrow X_2 = 11a \text{ Kmol}$$

*Balance de Oxígenos:

$$2X = 2X_1 + X_2$$

$$X = \frac{2(15a) + 11a}{2} \rightarrow X = 20.5a \text{ Kmol}$$

*Balance de Nitrógenos:

$$X_3 = 3.76 * X = 3.76 * 20.5a = 77.08a \text{ Kmol}$$

La masa del combustible:

$$m_{cble} = a\text{C}_{15}\text{H}_{22}$$

$$100 \text{ kg} = a\text{C}_{15}\text{H}_{22}$$

$$100 \text{ kg} = a(15 * 12 + 22 * 1) \rightarrow a = 0.495$$

Reemplazando en los balances tenemos:

$$X_1 = 15a(\text{kmol}) \rightarrow X_1 = 15 * 0.495 = 7.425$$

Relación dióxido de carbono/combustible:

$$R_{\text{cble CO}_2} = \frac{m_{\text{CO}_2}}{m_{\text{cble}}} = \frac{X_1 \text{CO}_2}{m_{\text{cble}}} = \frac{7.425 * 44}{100} = 3.267 \frac{\text{KgCO}_2}{\text{Kgcombustible}}$$

Flujo másico de dióxido de carbono en condiciones actuales:

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = R_{\text{cble CO}_2} * \dot{m}_{\text{cble actual}}$$

Dato: Los grupos electrógenos operan 3960 (h/año)

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = 3.267 \frac{\text{KgCO}_2}{\text{Kgcbble}} * 20.3 \frac{\text{Kgcbble}}{\text{h}} * \frac{3960\text{h}}{1\text{año}} = 262628 \frac{\text{KgCO}_2}{\text{año}}$$

Comentario: El grupo electrógeno actualmente expulsa 262,628 TM/año de CO₂.

Anexo A-8: Estudio económico: Beneficio útil, inversión en activos fijos, R.O.I, VAN y TIR para la viabilidad del presente proyecto.

COSTO DE GN CONSUMIDO:

INGRESO DE DATOS:

Tabla 08: Evaluación Económica

Potencia promedio a generar: (P_{GE})	2000 KW
Tiempo de operación: (t_{op})	3960 horas/año
Consumo de gas natural ($C_{G.N}$)	351.216 Kg/hora
Costo unitario de G.N: ($Cu_{G.N}$)	0.62 N.S/ Kg
Costo unitario de G.N: ($Cu_{G.N}$)	0.175 \$/ Kg

Costo de consumo de GN: $(CC_{GN}) = (t_{op}) * (Cu_{GN}) * (C_{GN})$

$$CC_{GN} = 3960 \text{ horas/año} * 0.62 \text{ N.S/ Kg} * 351.216 \text{ Kg/hora}$$

$$CC_{GN} = 862305.52 \text{ N.S/año}$$

$$CC_{GN} = 305782.10 \text{ \$/año}$$

Energía eléctrica generada: $(EEG) = (t_{op}) * (P_{GE})$

$$EEG = 3960 \text{ horas/año} * 2000 \text{ KW}$$

$$EEG = 7920000 \frac{\text{KW} - \text{hora}}{\text{año}}$$

COSTO DE MANTENIMIENTO DEL CICLO BRAYTON

Tabla 09: Costo de mantenimiento del ciclo brayton

Turbina a gas	10000 \\$/año
Generador eléctrico	2500 \\$/año
Transformador	2500 \\$/año
Regenerador	500 \\$/año
Accesorios térmicos	1500 \\$/año
Accesorios eléctricos	1500 \\$/año
Mano de obra extra	5000 \\$/año
Costos totales de mantenimiento	23500.00 \\$/año

Tabla 10: Sueldos y salarios

Cantidad de personal operativo	2/turno
Sueldo unitario promedio	450\\$/mes

Numero aguinaldos	2/año
Beneficios sociales	0.4
Costo total de sueldos y salarios	38880 \$ / año

Tabla 11: Costo de insumos directos e indirectos

En sistema térmico	2500 \$ / año
En sistema eléctrico	2500 \$ / año
Costo total en insumos directos e indirectos	5000.00 \$/ año

Tabla 13: Costo para generar energía eléctrica

Costo de consumo de G.N	305782.10 \$ / año
Costos totales de mantenimiento	23500 \$/año
Costo total de sueldos y salarios	38880 \$ / año
Total costo insumos directos e indirectos	5000 \$/ año
Total costos de Generación de Energía Eléctrica($T_{c_{GEE}}$)	373162.10\$ / año

Costo unitario de Generación de Energía Eléctrica (Cu_{GEE})

$$(Cu_{GEE})=(T_{c_{GEE}})/(EEG)$$

$$Cu_{GEE} = \frac{373162.10 \text{ $ / año}}{7920000 \frac{\text{KW} - \text{hora}}{\text{año}}}$$

$$Cu_{GEE} = 0.047 \frac{\$}{\text{KW} - \text{hora}} = 0.1325 \frac{\text{N.S}}{\text{KW} - \text{hora}}$$

Beneficio unitario para generar E.E con ciclo brayton:

$$Bu_{GEE-CTE} = Cu_{GEE(GE)} - Cu_{GEE(TG)}$$

$$Bu_{GEE-CTE} = 0.171 \frac{\$}{KW - hora} - 0.047 \frac{\$}{KW - hora}$$

$$Bu_{GEE-CTE} = 0.124 \frac{\$}{KW - hora} = 0.3497 \frac{N.S}{KW - hora}$$

Beneficio neto: Beneficio por producción de energía eléctrica + beneficio por ahorro con la implementación del regenerador.

$$TB_{GEE(TG)} = EEG * Bu_{GEE(TG)} + C_{ahorro\ comb}$$

$$TB_{GEE-CTE} = 7920000 \frac{KW - hora}{año} * 0.124 \frac{\$}{KW - hora} + 14285.72 \frac{\$}{año}$$

$$TB_{GEE-CTE} = 996365.72 \frac{\$}{año} = 2\ 809\ 751.33 \frac{N.S}{año}$$

COSTO DE INVERSION DE CENTRAL CICLO BRAYTON

INVERSIONES EN ACTIVOS FIJOS PARA CENTRAL A VAPOR				
	ACTIVO FIJO	Cantidad	Precio Unitario USA\$	Total USA\$
1	Turbina a gas KAWASAKI M1T-13A, Pn=2850 KW, rc=10.5, 60 Hz, 10 KV.	1	1 600 000	1 600 000
2	Tubos ASTM - A192, n =289, S=1800 bar, L=1.758m, Dn=7/8 in	85	230	19550
3	Carcasa ASTM – A192, S=1800 bar, e=1/8 in, Dext= 0.8 m.	1	500	500
4	Tapas laterales ASTM A-192, S=1800 bar, 289 agujeros, dext=22.22mm, e=1/8 in.	2	300	600

5	Soldadura TIG, electrode 1018, 15 kg.	15	10	150
6	Cimientos de concreto, Peso= 1TM, dimensiones: (2x1x0.1) m.	1	55	55
7	Pernos clase 5.8, resistencia: 373 MPa, d=1/4 in	4	10	40
8	Placa base ASTM A-36, resistencia: 250 MPa, dimensiones: 2m x 1m x 6.35 mm.	1	100	100
9	Tanque de almacenamiento de gas natural acero al carbón SA-285 Grado C, 760.82 pie ³ , L=5.5 m, D=2.12m, e=0.3125 in.	1	2500	2500
10	Termómetro marca de Wit, rango: -200 a 600 °C	1	220	220
11	Válvulas de llenado marca Nacobre ACME 1 3/4 a 6 in.	1	100	100
12	Válvula de seguridad marca Nacobre 1.7 MPa a 250 Psi.	1	150	150
13	Válvula de drenaje 1 3/8 in	1	50	50
14	Indicador de nivel, rango: 8.2 pies máximo de longitud.	1	30	30
15	Aislamiento térmico. Poliuretano, rango de temperatura de -286.6 °C a 107 °C , espesor: 1.7 in, fardo:1.22 m * 2.44 m * 0.0254 m.	25	180	4500
16	Recubierta ASTM A-36, 760.82 pies ³ , espesor: 1/16 in.	1	150	150
17	Conductor Indeco N2YSY, 3 – 1 * 95 mm ² , L=150m, U=10KV	2	32	64
18	Equipos de protección de equipos (interruptor termomagnético: 335 A, fusibles, contactores) y protección humana (interruptor diferencial: 30 mA).	1	500	500
19	Mano de obra (presupuestado al 50% de los costos totales). No incluye la turbina a gas.	1	15000	15000

1 644 259

RETORNO OPERACIONAL DE LA INVERSION:

$$R. O. I = \frac{\text{INVERSION } [\$]}{\text{BENEFICIO } \left[\frac{\$}{\text{año}} \right]} [\text{año}]$$

$$R. O. I = \frac{1\,644\,259 \$}{996\,365.72 \frac{\$}{\text{año}}} [\text{año}] = 1.7 \text{ años} \cong 11 \text{ meses}$$

ANALISIS FINANCIERO:

ANÁLISIS FINANCIERO EMPRESA PESQUERA RIBAUDO S.A.A BANCO BCP		
Años	Flujo de Fondos	Movimientos en el Periodo
Inversión	-\$1,644,259.00	Costo Inicial del Proyecto
1	\$996,365.72	Beneficios Netos anuales
2	\$996,365.72	Beneficios Netos anuales
3	\$996,365.72	Beneficios Netos anuales
4	\$996,365.72	Beneficios Netos anuales
5	\$996,365.72	Beneficios Netos anuales
6	\$996,365.72	Beneficios Netos anuales
7	\$996,365.72	Beneficios Netos anuales
8	\$996,365.72	Beneficios Netos anuales
9	\$996,365.72	Beneficios Netos anuales
10	\$996,365.72	Beneficios Netos anuales
11	\$996,365.72	Beneficios Netos anuales
12	\$996,365.72	Beneficios Netos anuales
13	\$996,365.72	Beneficios Netos anuales
14	\$996,365.72	Beneficios Netos anuales
15	\$996,365.72	Beneficios Netos anuales
Total Ingresos	\$14,945,486	

Tasa de Interés:	11.00%	
TIR	61%	Tasa interna de Retorno
VAN	\$ 5,520,477	Valor Actual Neto

Comentario 01: Según lo expuesto solo en ahorro con implementación del regenerador, se obtiene un beneficio de 14285.72 \$/año

Comentario 02: Según lo expuesto solo en beneficio por producción de energía eléctrica, se obtienen: 982 080 \$/año

Anexo A-10:

Composición del Gas Natural			
Componente	Nomenclatura	Composición (%)	Estado Normal
Metano	(CH ₄)	97	Gas
Etano	(C ₂ H ₆)	1.56	Gas
Propano	(C ₃ H ₈)	0.13	Gas Licuable
Butano	(C ₄ H ₁₀)	0.08	Gas Licuable
Pentano	(C ₅ H ₁₂)	0.02	Líquido
Hexano	(C ₆ H ₁₄)	0.01	Líquido
Nitrógeno	(N ₂)	1	Gas
Gas Carbónico	(CO ₂)	0.2	Gas

Anexo A-11: Resistencias de incrustaciones o ensuciamiento.

Tipo de fluido	$R_{\text{equivalente}} \left[\text{m}^2 \text{ } ^\circ \text{C/W} \right]$
Agua de mar < 325 K	0,0009
Agua de mar > 325 k	0,0003
Agua de alimentación a calderas > 325 K	0,0005
Agua de río	0,001 – 0,004
Agua condensado en ciclo cerrado	0,0005
Agua de torre de refrigeración tratada	0,001 – 0,002
Gasóleo ligero	0,0020
Gasóleo pesado	0,0030
Gasolina	0,0010
Gas de combustión	0,0009
Aceite para temple	0,0007
Gases de escape de un motor	0,0100
Aceite combustible	0,0050
Aceite para transformadores	0,0010
Aceites vegetales	0,0030
Vapor de agua y Vapores de alcohol	0,0001
Aire comprimido	0,0010
Líquido refrigerante	0,0010

Anexo A-12: Conductividades Térmicas de los materiales.

Propiedades de metales sólidos											
Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), k(W/m · K)/c _p (J/kg · K)					
		ρ kg/m ³	c_p J/kg · K	k W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
Aluminio:											
Puro	933	2 702	903	237	97.1	302	237	240	231	218	
Aleación 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2 770	875	177	73.0	482	798	949	1 033	1 146	
Aleación 195, fundido (4.5% Cu)		2 790	883	168	68.2	473	787	925	1 042		
Berilio											
	1 550	1 850	1 825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8
						203	1 114	2 191	2 604	2 823	3 018
Bismuto											
	545	9 780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04			
						112	120	127			
Boro											
	2 573	2 500	1 107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85
						128	600	1 463	1 892	2 160	2 338
Germanio											
	1 211	5 360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4
						190	290	337	348	357	375
Oro											
	1 336	19 300	129	317	127	327	323	311	298	284	270
						109	124	131	135	140	145
Iridio											
	2 720	22 500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126
						90	122	133	138	144	153
Hierro:											
Puro	1 810	7 870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8
						216	384	490	574	680	975
Aarnco (99.75% puro)		7 870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3
						215	384	490	574	680	975
Aceros al carbono:											
Simple al carbono (Mn \leq 1%, Si \leq 0.1%)		7 854	434	60.5	17.7			56.7	48.0	39.2	30.0
								487	559	685	1 169
AlSi 1010		7 832	434	63.9	18.8			58.7	48.8	39.2	31.3
								487	559	685	1 168
Al carbono-silicio (Mn \leq 1%, 0.1% < Si \leq 0.6%)		7 817	446	51.9	14.9			49.8	44.0	37.4	29.3
								501	582	699	971

ANEXO A-13: PROPIEDADES TERMOFISICAS DEL AIRE.

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., T, °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k, W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ , a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P.

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, ISBN 0-306067020-8.

Anexo A-14: ESFUERZOS DE MATERIALES DE TUBERÍAS ASTM

Composición química
Chemical composition

Características mecánicas
Tensile Requirements

Calidades Grades	Composición química en % Chemical requirements in %										Características mecánicas Tensile requirements				
	C	Mn	P máx	S máx	Si	Cr máx.	Mo máx.	Ni	Al máx.	Otros Others	Resist.N/mm ² T.S. (ksi)	Lim. Elast. N/mm ² Y.S. (Ksi)	A (%) Elong %	Otras Notes	
ASTM											min.	min.	(1)	Máx.	
A 106	Gr. A	≤0.25	0.27 - 0.93	0.025	0.035	0.10 min.	0.40	0.15	≤0.40		Cu. ≤0.40	330 - 48	205 - 30	35	
	Gr. B	≤0.30	0.29 - 1.06	0.025	0.035	0.10 min.	0.40	0.15	≤0.40		V. ≤0.08	415 - 60	240 - 35	30	
	Gr. C	≤0.35	0.29 - 1.06	0.025	0.035	0.10 min.	0.40	0.15	≤0.40			485 - 70	275 - 40	30	
A 161	L C	0.10 - 0.20	0.30 - 0.80	0.048	0.058	0.25 máx.						342 - 47	179 - 26	35	
	T 1	0.10 - 0.20	0.30 - 0.80	0.045	0.045	0.10 - 0.50		0.44 - 0.65				379 - 55	207 - 30	30	
A 179	179	0.06 - 0.18	0.27 - 0.63	0.048	0.058							325 - 47	180 - 26	35	72 Hr B
A 192	192	0.06 - 0.18	0.27 - 0.63	0.048	0.058	0.25 máx.						325 - 47	180 - 26	35	77 Hr B
A 209	T 1	0.10 - 0.20	0.30 - 0.80	0.025	0.025	0.10 - 0.50		0.44 - 0.65				380 - 55	205 - 30		
A 209	T 1 a	0.15 - 0.25	0.30 - 0.80	0.025	0.025	0.10 - 0.50		0.44 - 0.65				415 - 60	220 - 32	30	
A 209	T 1 b	≤0.14	0.30 - 0.80	0.025	0.025	0.10 - 0.50		0.44 - 0.65				365 - 53	195 - 28		
A 210	Gr. A1	≤0.27	≤0.93	0.035	0.035	0.10 min.						415 - 60	255 - 37	30	79 Hr B
	Gr. C	≤0.35	0.29 - 1.06	0.035	0.035	0.10 min.						485 - 70	275 - 40	30	89 Hr B
A 333	Gr. 1	0.30	0.40 - 1.06	0.025	0.025							380 - 55	205 - 30	35	
	Gr. 6	0.30	0.24 - 1.06	0.025	0.025	0.10 min.						415 - 60	240 - 35	30	
A 335	P 1	0.10 - 0.20	0.30 - 0.80	0.025	0.025	0.10 - 0.50		0.44 - 0.65				380 - 55	205 - 30	30	
A 213	T 2	0.10 - 0.20	0.30 - 0.61	0.025	0.025	0.10 - 0.30	0.50 - 0.81	0.44 - 0.65				415 - 60	205 - 30	30	85 Hr B
A 335	P 2											380 - 55	205 - 30	30	
A 213	T 5	≤0.15	0.30 - 0.60	0.025	0.025	0.50 máx.	4.00 - 6.00	0.45 - 0.65				415 - 60	205 - 30	30	85 Hr B
A 335	P 5											415 - 60	205 - 30	30	
A 213	T 9	≤0.15	0.20 - 0.60	0.025	0.025	0.25 - 1.00	8.00 - 10.00	0.90 - 1.10				415 - 60	205 - 30	30	89 Hr B
A 335	P 9											415 - 60	205 - 30	30	
A 213	T 11	0.05 - 0.15	0.30 - 0.60	0.025	0.025	0.50 - 1.00	1.00 - 1.50	0.44 - 0.65				415 - 60	205 - 30	30	85 Hr B
A 335	P 11											415 - 60	205 - 30	30	
A 213	T 12	0.05 - 0.15	0.30 - 0.61	0.025	0.025	0.50 máx.	0.80 - 1.25	0.44 - 0.65				415 - 60	205 - 30	30	85 Hr B
A 335	P 12											415 - 60	205 - 30	30	
A 213	T 22	0.05 - 0.15	0.30 - 0.60	0.025	0.025	0.50 máx.	1.90 - 2.60	0.87 - 1.13				415 - 60	205 - 30	30	85 Hr B
A 335	P 22											415 - 60	205 - 30	30	
A 213	T 91	0.08 - 0.12	0.30 - 0.60	0.020	0.010	0.20 - 0.50	8.00 - 9.50	0.85 - 1.05	≤0.40	0.40	V ₈ 18 - 0.25 C ₂ 0.06 - 0.10 N ₂ 0.030 - 0.07	585 - 85	415 - 60	20	
A 335	P 91														

ANEXO A.15: DIMENSIONES NORMALIZADAS.

TUBOS SIN COSTURA TREFILADOS EN FRÍO - NORMA ASTM A192

DIÁMETRO NOMINAL PULG	DIÁMETRO EXTERIOR mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m
½	12,70	2,11	0,551
		3,81	0,835
¾	19,05	2,11	0,881
		3,96	1,470
7/8	22,22	2,77	1,330
		3,96	1,780
1	25,40	2,77	1,550
		3,96	2,100
1½	31,75	3,05	1,980
		3,96	2,100
1½	38,10	3,05	2,640
		3,96	3,330
1¾	44,45	3,05	3,110
		3,96	3,950
2	50,80	3,05	3,590
		3,96	4,500
2½	63,50	3,96	5,810
		6,35	8,950
3	76,20	3,96	7,050
		6,35	10,900
3½	88,90	3,96	8,290
		6,35	12,900

DIÁMETRO NOMINAL PULG	DIÁMETRO EXTERIOR mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m
4	101,60	3,96	9,53
		7,11	16,60
4½	114,30	3,96	10,8
		7,11	18,8
5	127,00	4,57	13,8
		7,62	22,4
5½	139,70	5,08	16,9
		7,62	24,8
6	152,40	5,08	16,9
		8,64	30,6
6½	165,10	6,35	24,9
		12,7	47,7
7	177,80	7,11	29,9
		15,88	63,4
8	203,20	7,11	34,4
		15,88	73,4
8½	215,90	7,11	36,6
		15,88	78,3
8 5/8	219,80	7,62	39,7
		15,88	79,6

Anexo A-16: Propiedades termofísicas de los gases

T[°C]	ρ [$\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$]	Cp [$\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}$]	$\lambda * 10^2$ [$\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$]	$a * 10^2$ [$\frac{\text{m}^2}{\text{h}}$]	$\mu * 10^6$ [$\frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}$]	$\nu * 10^6$ [$\frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$]	Pr –
0	1,295	1,045	2,2794	6,08	15,7842	12,2	0,72
100	0,95	1,0676	3,1284	11,10	20,3949	21,54	0,69
200	0,748	1,0969	4,0123	17,60	24,4955	32,80	0,67
300	0,617	1,1221	4,8380	25,16	28,2331	45,81	0,65
400	0,525	1,1514	5,6987	35,04	31,6863	60,38	0,64
500	0,457	1,1849	6,5593	43,61	43,8549	76,30	0,63
600	0,405	1,2142	7,4199	54,32	37,8666	93,61	0,62
700	0,363	1,2393	8,2689	66,17	40,6918	112,10	0,61
800	0,329	1,2644	9,1528	79,09	43,3798	131,80	0,60
900	0,301	1,2895	10,0134	92,87	45,9108	152,50	0,59
1000	0,275	1,3063	10,8973	109,21	48,3633	174,30	0,58
1110	0,257	1,3230	11,7463	124,37	50,7078	197,10	0,57
1200	0,24	1,3398	12,6185	141,27	52,9936	221,0	0,56

Anexo A-17: Precios del gas natural

Datos: Promedio Mensual Precio del Gas Natural

PERIODO	PRECIO USD/MMBtu
2015-11	\$2.286
2015-10	\$2.385
2015-09	\$2.640
2015-08	\$2.753
2015-07	\$2.809
2015-06	\$2.769
2015-05	\$2.856
2015-04	\$2.591
2015-03	\$2.747
2015-02	\$2.757
2015-01	\$2.937
2014-12	\$3.509
2014-11	\$4.241
2014-10	\$3.801
2014-09	\$3.927
2014-08	\$3.899
2014-07	\$4.025
2014-06	\$4.594
2014-05	\$4.545
2014-04	\$4.608
2014-03	\$4.486
2014-02	\$5.165
2014-01	\$4.542
2013-12	\$4.277
2013-11	\$3.652

Datos: Promedio Anual Precio del Gas Natural

PERIODO	PRECIO USD/MMBtu
2015	\$2.688
2014	\$4.266
2013	\$3.731
2012	\$2.831
2011	\$4.027
2010	\$4.396
2009	\$4.165
2008	\$8.917
2007	\$7.067
2006	\$6.925

Anexo a-18: Coeficiente de ensuciamiento.

Fluido industrial	R_s (m ² K/W)
Gases y vapores	
Gas manufacturado	0,001761
Gases de escapes de motor	0,001761
Vapor libre de aceite	0,000088
Vapores de refrigerantes con aceite	0,000352
Aire comprimido	0,000100
Vapores de amoníaco	0,000100
Vapores de CO ₂	0,000176
Vapores de cloro	0,000301
Gas de combustión de carbón	0,001700
Gas natural	0,000900
Líquidos	
Sales fundidas	0,000088
Refrigerantes	0,000176
Fluido hidráulico	0,000176
Medio orgánico de transferencia de uso industrial	0,000352
Amoníaco líquido	0,000176
Amoníaco líquido con aceite	0,000528
Soluciones de cloruro de calcio	0,000528
Soluciones de cloruro de sodio	0,000528
CO ₂ líquido	0,000176
Cloro líquido	0,000352
Soluciones de metanol	0,000352
Soluciones de etanol	0,000352
Soluciones de etilén glicol	0,000352
Aceites vegetales	0,000528
Gasolina natural y gases petroleros licuados	0,000176 – 0,000352
Naftas líquidas	0,000176
Queroseno	0,000352 – 0,000528
Gasóleo liviano	0,000352 – 0,000528
Gasóleo pesado	0,000528 – 0,000881
Soluciones de soda cáustica	0,000352
Asfalto	0,000881
Fuel oil n° 2	0,000352
Fuel oil n° 6	0,000881
Aceite de transformadores	0,000176
Lubricante de máquina	0,000176
Aceite para templado	0,000705
Crudos, -30 a 175 °C	0,000352 – 0,000881
Crudos, 175 a 230 °C	0,000528 – 0,001057

ANEXO A-19: ESPECIFICACIONES CONDUCTORES TIPO N2YSY 8.7/15 Kv:

ESPECIFICACIONES CONDUCTORES TIPO N2YSY 8,7/15Kv PARAMATROS FISICOS

SECCION NOMINAL mm ²	NUMERO HILOS	DIAMETRO CONDUCTOR mm	ESPEJOR		DIAMETRO EXTERIOR mm	PESO Kg/Km
			AISLAMIENTO mm	CUBIERTA mm		
25	7	6,3	4,5	1,8	22,1	707
35	7	7,4	4,5	1,8	23,2	832
50	19	8,7	4,5	1,8	24,5	983
70	19	10,5	4,5	1,8	26,3	1231
95	19	12,3	4,5	2,0	28,5	1558
120	37	13,9	4,5	2,0	30,1	1834
150	37	15,4	4,5	2,0	31,6	2132
185	37	17,2	4,5	2,0	33,9	2566
240	61	19,8	4,5	2,2	36,4	3175
300	61	22,2	4,5	2,2	38,8	3818
400	61	25,1	4,5	2,4	42,1	4728
500	61	28,2	4,5	2,6	45,6	5802

ANEXO A-9: PARÁMETROS ELECTRICOS:

PARAMATROS ELECTRICOS

SECCION NOMINAL mm ²	RESISTENCIA D.C. a 20° Ohm/Km	RESISTENCIA AC		REACT. INDUCTIVA		AMPACIDAD ENTERRADO		AMPACIDAD AIRE	
		(A)	(B)	(A)	(B)	20°C		30°C	
						(A)	(B)	(A)	(B)
		Ohm/Km	Ohm/Km	Ohm/Km	Ohm/Km	Ohm/Km	Ohm/Km		
25	0,727	0,87	0,87	0,2964	0,1713	165	145	160	130
35	0,524	0,627	0,627	0,2849	0,1627	195	175	195	165
50	0,387	0,463	0,464	0,2704	0,1513	230	210	230	195
70	0,268	0,321	0,321	0,2579	0,1426	280	255	285	245
95	0,193	0,232	0,232	0,2474	0,1365	335	300	350	295
120	0,153	0,184	0,185	0,2385	0,1305	375	345	400	340
150	0,124	0,149	0,15	0,2319	0,1264	410	380	445	385
185	0,0991	0,12	0,121	0,225	0,123	455	430	505	440
240	0,0754	0,092	0,094	0,216	0,1177	520	495	595	515
300	0,0601	0,074	0,076	0,2091	0,1139	580	555	670	585
400	0,047	0,059	0,062	0,2021	0,1108	625	625	740	670
500	0,0366	0,047	0,051	0,1957	0,1081	685	690	820	760

(A) = 3 cables unipolares en formación tripolar, tendidos paralelos con una separación mayor o igual a 7 cm

(B)=3 cables unipolares en formación tripolar, tendidos, agrupados en triángulo, en contacto

BAJO LAS SIGUIENTES CONDICIONES:

-TEMPERATURA DEL SUELO

= 20°C

-TEMPERATURA DEL AIRE

= 30°C

-RESISTIVIDAD DEL SUELO

= 1k.m/W

- PROFUNDIDAD DE INSTALAC.

= 700 mm.

ANEXO A-20: CATÁLOGO DEL GENERADOR ELÉCTRICO: Modelo GTA561FM.

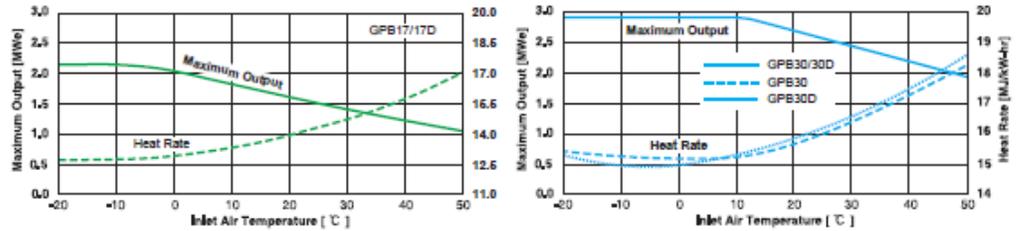
6 Terminales / 4 Polos

575 / 600 V (60 Hz) | 331 / 346 V (60 Hz) | Cosφ 0,8

Modelo	600V - Y									
	346V - Δ									
	80°C		105°C		125°C		150°C		163°C	
	kVA	kW	kVA	kW	kVA	kW	kVA	kW	kVA	kW
GTA161FISR	11.0	8.8	12.6	10.1	13.7	11.0	14.7	11.8	15.3	12.2
GTA161FIHS	14.0	11.2	16.0	12.8	17.5	14.0	18.7	15.0	20.0	16.0
GTA161FIHH	15.5	12.4	17.7	14.2	19.3	15.4	20.7	16.6	21.5	17.2
GTA161FIHI	20.2	16.2	23.2	18.6	25.3	20.2	27.1	21.7	28.1	22.5
GTA161FIHJ	20.1	16.1	23.0	18.4	27.0	21.6	28.0	22.4	29.0	23.2
GTA162FVD	29.4	23.5	33.7	27.0	42.0	33.6	44.0	35.2	46.0	36.8
GTA201FIHS	41.0	32.8	47.0	37.6	51.0	40.8	56.0	44.8	58.0	46.4
GTA201FIHV	54.5	43.6	62.4	49.9	68.1	54.5	72.8	58.2	75.7	60.6
GTA201FIHB	60.4	48.3	69.2	55.4	75.5	60.4	80.7	64.6	85.0	68.0
GTA201FIHE	66.0	52.8	75.6	60.5	88.0	70.4	95.0	76.0	97.0	77.6
GTA202FVJ	105.4	84.3	120.7	96.6	141.0	112.8	144.0	115.2	150.0	120.0
GTA251FIHD	137	110	157	126	171	137	183	146	190	152
GTA251FIHE	171	137	196	157	214	171	230	184	240	192
GTA252FVIB	186	149	213	170	233	186	250	200	260	208
GTA252FIII	234	187	268	214	292	234	313	250	325	260
GTA252FIIR	282	226	324	259	353	282	377	302	393	314
GTA311FVVS	337	270	386	309	421	337	450	360	468	374
GTA311FVI	375	300	430	344	469	375	514	411	535	428
GTA311FIH	446	357	511	409	557	446	610	488	636	509
GTA312FIIB	520	416	596	477	650	520	695	556	723	578
GTA312FIIG	534	427	612	490	668	534	714	571	757	606
GTA312FIDI	591	473	678	542	750	600	813	650	844	675
GTA351FITV	628	502	726	581	812	650	861	689	898	718
GTA351FITE	707	566	816	653	913	730	923	738	1000	800
GTA352FIKV	741	593	855	684	957	766	1000	800	1055	844
GTA352FIKZ	774	619	894	715	1000	800	1046	837	1098	878
GTA352FVVS	813	650	939	751	1050	840	1098	878	1145	916
GTA352FVZS	883	706	1019	815	1140	912	1200	960	1260	1008
GTA352FVYS	968	774	1118	894	1250	1000	1265	1012	1319	1055
GTA402FIHR	1068	854	1234	987	1380	1104	1450	1160	1515	1212
GTA402FVVS	1165	932	1346	1077	1505	1204	1575	1260	1656	1325
GTA403FVD	1231	985	1422	1138	1590	1272	1675	1340	1735	1388
GTA403FVJ	1332	1066	1538	1230	1720	1376	1850	1480	1941	1553
GTA403FVD	1433	1146	1654	1323	1850	1480	1951	1561	2040	1632
GTA451FIHG	1597	1278	1845	1476	2063	1650	2188	1750	2308	1846
GTA451FVVS	1704	1363	1967	1574	2200	1760	2313	1850	2440	1952
GTA501FIHJ	1874	1499	2164	1731	2420	1936	2500	2000	2638	2110
GTA501FVI	2130	1704	2459	1967	2750	2200	2875	2300	3000	2400
GTA501FVIB	2395	1916	2766	2213	3093	2474	3238	2590	3375	2700
GTA561FMH	2664	2131	3076	2461	3440	2752	3595	2876	3750	3000
GTA561FM	2982	2386	3443	2754	3850	3080	4025	3220	4200	3360
GTA561FMH	2664	2131	3076	2461	3440	2752	3595	2876	3750	3000
GTA561FM	2982	2386	3443	2754	3850	3080	4025	3220	5312	4250

- ΔT = 163°C, temperatura ambiente = 27°C. Para los demás ΔT, temperatura ambiente = 40°C
- Conforme Normas: IEC 60034-1 - NBR 5117 - NEMA: MG1 VDE530 - ISO8528 - CSA
- Altitud 1000 (m.a.n.m.) (para todos los regímenes)
- Valores sujetos a alteraciones sin aviso previo
- Para otras tensiones, consultar a WEG.

Anexo A-21: Ficha técnica de la turbina Kawasaki. Modelo escogido: M1T-13A



Gas Turbine Model	M1A Gas Turbine Series												
	M1A-17			M1A-17D			M1T-13A			M1T-13D			
Gas Turbine Generator Model	GPB17			GPB17D			GPB30			GPB30D			
Partial Load @ AIT 15 °C	%	100	75	50	100	75	50	100	75	50	100	75	50
Electric Output	kWe	1,630	1,220	820	1,630	1,220	820	2,850	2,140	1,430	2,850	2,140	1,430
Heat Rate	kJ/kWe-hf	13,870	15,320	18,640	13,870	15,320	18,640	15,350	16,800	20,190	15,510	16,960	20,370
Exhaust Gas Temperature	°C	526	448	383	526	448	383	523	441	370	534	449	375
Exhaust Gas Mass Flow	x10 ³ kg/hr	28.8	29.4	29.9	28.8	29.4	29.9	57.6	58.5	59.2	57.0	58.0	58.8
HRSB Steam Output (Typical*1)	x10 ³ kg/hr	5.0	3.9	3.0	5.0	3.9	3.0	9.9	7.6	5.6	10.2	7.8	5.7
Total Thermal Efficiency	%	80.1	74.9	67.7	80.1	74.9	67.7	78.8	73.3	65.2	79.3	73.9	65.9
Inlet Air Temperature	°C	0	15	40	0	15	40	0	15	40	0	15	40
Maximum Continuous Electric Output	kWe	1,910	1,630	1,200	1,910	1,630	1,200	2,945	2,850	2,210	2,950	2,850	2,190
Heat Rate	kJ/kWe-hf	13,160	13,870	15,910	13,160	13,870	15,910	15,150	15,350	17,209	15,290	15,510	17,475
Exhaust Gas Temperature	°C	511	526	560	511	526	560	485	523	547	492	534	559
Exhaust Gas Mass Flow	x10 ³ kg/hr	31.5	28.8	24.4	31.5	28.8	24.4	62.1	57.6	50.3	61.7	57.0	49.7
HRSB Steam Output (Typical*1)	x10 ³ kg/hr	5.2	5.0	4.8	5.2	5.0	4.8	9.4	9.9	9.5	9.6	10.2	9.7
Total Thermal Efficiency	%	77.8	80.1	83.6	77.8	80.1	83.6	73.4	78.8	82.1	75.7	79.3	82.5

M1A-17 Series Standard Package Configuration

- M1A Gas Turbine**
 - Industrial Single-Shaft
 - Rotor Speed: 22,000 rpm
- Compressor**
 - 2 Stage Centrifugal
 - Pressure Ratio: 10.5 (-17,-17D)
- Combustor**
 - Single Can Combustor
 - Single Ignition
 - Conventional Diffusion (-17)
 - DLE (Dry Low Emission) (-17D)
 - Available Fuel: Natural Gas
- Turbine**
 - 3 Stage Axial Turbine
- Coupling Shaft & Cover**
 - Flexible Coupling with Shear Pin and Cover
- Reduction Gear Box**
 - Epicyclic
 - Output Speed: 1,500 / 1,800 rpm (50/60 Hz)

Starting and Turning Motor System

- VFD Motor Drive
- (Option: Air Starter, DC Motor)
- Turning Motor
- Lube Oil System**
 - Lube Oil: Synthetic Ester Oil
 - Turbine Driven Main Lube Pump
 - Pre-Post Lube Pump
 - Air Cooled Oil Cooler with Temp. Control Valve
 - Water Cooled (Option)
 - Integral Oil Reservoir
 - Simplex Filter (Option: Duplex Type)
 - Stainless Steel Piping: Down Stream of Filter
- Generator**
 - Continuous Duty Rating
 - Air Cooled Open Drip-Proof Construction
 - Water Cooled (Option)
 - 3 Phase, 3 Wire (Option 4 Wire)
 - Standard Voltage: 0.4kV, 3.3 kV, 5.6 kV
 - Power Factor: 90% (Option 85%, 80%)
 - Bearing: Ball (Roller) Bearing
 - Lubrication: Grease Pack
 - IEC Standard, Class F Insulation with F rise
 - Exciter: Diverted Field Brushless (Option PMG)

Enclosed Package

- Carbon Steel Common Base Frame
- Outdoor Carbon Steel, Acoustic Enclosure
- Noise Level: 85 dBA at 1 m to the side of Enclosure
- Forced Ventilation Fan with Filter and Inlet Screen
- Maintenance Stage, Ladder, Beam (Option)
- Intake Silencer & Filter**
 - Painted Carbon Steel (Outer Skin and Structure)
 - 2 Stage Filter with Insect Screen
 - Pulse Self Cleaning Filter (Option)
 - Noise Level: 85 dBA in front of Filter
- Exhaust Silencer and Stack (Option)**
- Controls**
 - Microprocessor Based PLC (CPU, Power Module: Option Redundant)
 - Gas Turbine and Generator Control
 - GT start / shutdown Control
 - Speed / kW / Power Factor Control
 - Auto Synchronizing and Auto Sharing
 - Touch Panel Operation
 - Industrial Ethernet
 - Remote Monitoring (Option)
 - Graphics Monitoring
 - Historical Trend & Event Logger
 - Daily and Monthly Reports

ANEXO A-22: ACCESORIOS DEL TANQUE DE COMBUSTIBLE: GAS NATURAL



✓ CARACTERÍSTICAS GENERALES

Exactitud:	+/- 2% del total de la escala
Elemento:	Tubo bourdon de Bronce
Conexión:	Bronce 1/8" N.P.T. Inferior o Posterior al centro
Mecanismo:	Bronce
Caja:	Lámina de acero esmaltado negro
Bisel:	A presión de lámina de acero esmaltado negro
Ventana:	Acrílico
Carátula:	Aluminio fondo blanco, números negros
Aguja:	Aluminio esmaltado negro
Tamaños:	ø 40 mm (1 1/2")
Rangos:	Doble escala, kg/cm² + psi max. 21 kg/cm²

📄 COMO ORDENAR

	Cantidad	Modelo	Tamaño (mm)	Rango	Conexión
Ejem.	50 pzas.	05	40	2 kg/cm²	post. 1/8" N.P.T.

Termómetro Marca De Wit

- Exactitud: +/- 1% del total de la escala.
- Elemento: Espiral de acero actuado por tensión de gas
- Conexión: con compensador de temperatura ambiental.
- Mecanismo: Acero inoxidable AISI 304.
- Caja: Acero inoxidable AISI 304.
- Bisel: Cristal inastillable.
- Ventana: Aluminio fondo blanco, números negros.
- Aguja: Aluminio esmaltado negro con micro ajuste.
- Bulbos: Acero, bronce, acero inoxidable de 100 mm hasta 1000 mm (ver guía de selección)
- Fluidos: Glicerina (agregar "V" después del modelo)
- Tamaños: ø 63 mm (2 1/2"), ø 100 mm (4"), ø 160 mm (6") y ø 250 mm (10")
- Rangos: -200°C hasta +600°C

Válvula de llenado Marca Nacobre

Modelo TE-2	
Válvula de llenado para tanque estacionario	
Descripción	
Conexión de entrada a cilindro	1 1/4"-11.5 NPT
Conexión de acoplamiento	ACME 1 3/4"-6
Medida del hexágono para apriete	1 7/8"

Válvula de seguridad Marca Nacobre

	Modelo TE-1	
	Válvula de seguridad para tanque estacionario	
	Descripción	
	Apertura válvula de seguridad	1.7 MPa 250 Psig
	Conexión de entrada a cilindro	58 m3/min 2060 CFM
	Conexión de entrada	3/4 14 NPT
Medida del hexágono de apriete	1 3/4"	

Válvula de drene Marca Nacobre

	Modelo TE-4	
	Válvula de drenado para tanque estacionario con control de exceso de flujo	
	Descripción	
	Conexión de entrada a cilindro	3/4" 14 NPT
	Conexión de acoplamiento	3/4" 14 NPT
Medida del exagono para apriete	1 3/8"	

Indicador de Nivel



Rango de Medición: Max. 19.7 ft.
Conexión: 2" NPT, 2"-4" ANSI
Material: Acero Inoxidable, PVC, PPH, PTFE
Max. Presión: 290 PSIG
Max. Temperatura: -20 a 350°F
Precisión: 0.4-0.8"
Salida: Resistencia, 4-20 mA

Se utilizarán coples marca NACOBRE para los accesorios con diámetro nominal (de roscado) menores a 1- ¼". En este caso dichos accesorios no requieren cálculo de boquilla.

Los accesorios y coples se presentan en la tabla adjunta al dibujo del recipiente.

101-R COPLE REDUCCIÓN CAMPANA	<i>Manómetro</i>
<i>Cobre a Cobre</i>	<i>1 x ½</i>
	<i>seguridad y drenado</i>
	<i>1 x ¾</i>
	<i>Válvula de llenado</i>
	<i>1 1/2 x 1 ¼</i>
	<i>Termometro</i>
	<i>3 x 2 ½</i>

ANEXO A-23: AISLANTE TERMICO LANA MINERAL DE ROCA

CATALOGO DE PRODUCTOS AISLANTES

Lana Mineral de Roca

Rockwool Board

Los paneles de lana mineral de roca son considerados como el material mas ligero y más económico de los materiales aislantes para uso comercial e industrial. Es útil para aislamiento térmico y acústico y para protección contra fuego en fabricas, plantas de fuerza, calderos, almacenamientos fríos y calientes,



Description	Specification
Densidad	40,60,80,10,150 kg/m ³
Espesor	30,50,80,100 mm
Dimensiones(LxA)	1200 x 600 mm
Conductividad Térmica	0.035w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible grado A
Resistencia a la Temp.	450 °C
Prueba contra humid.	<95%

Rockwool Pipe



Las cañuelas preformadas de lana mineral de roca son un material económico y ligero, se utilizan para aislamiento térmico y acústico y para protección al fuego en plantas de fuerza, dispositivos de combustible, fábricas, sistemas de aire acondicionado

Description	Specification
Densidad	32,40,48,64 kg/m ³
Espesor	25,30,50 mm
Longitud	1000 mm
Diámetro interno	De 18mm a 4500mm
Conductividad térmica	0.35w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible, gradoA
Resistencia a la Temp.	600 °C
Prueba contra humid.	<95%

Rockwool Blanket

La manta flexible de lana mineral de roca es un material suave y de fácil instalación. Se usa para la protección contra fuego y aislamiento térmico y acústico en depósitos de combustible de grandes dimensiones, calderos, techos, etc. Puede venir con o sin refuerzo de malla metálica galvanizada.



Description	Specification
Densidad	60,80,100,120 kg/m ³
Espesor	40,50,60,70,80,100 mm
Dimensiones(LxA)	5000*600,5000*910 mm
Conductividad Térmica	0.035w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible grado A
Resistencia a la Temp.	600 °C
Prueba contra humid.	<95%

ANEXO A-24: Tabla propiedades de peso específico de los materiales

SOLIDO	DENSIDAD	PESO ESPECIFICO
	grs/cm ³	N/m ³
POLIURETANO	0,04	392
CORCHO	0,24	2.350
PINO	0,31 - 0,76	3.040-7.450
HAYA	0,66 - 0,83	6.470-8.135
ENCINA	0,69 - 1,03	6.760-10.100
ROBLE	0,81 - 1,07	7.940-10.485
HIELO	0,92	9.015
CAUCHO	0,95	9.310
MAGNESIO	1,74	17.050
LADRILLOS	1,84	18.030
ALABASTRO	2,3	22.540
HORMIGON	2,4 -2,5	23.520-24.500
VIDRIO	2,5	24.500
CUARZO	2,5 - 2,8	24.500-27.440
MARMOL ORDINARIO	2,5 - 2,85	24.500-27.930
GRANITO	2,51 - 3,05	24.600-29.890
ALUMINIO	2,7	26.460
DIAMANTE	3,52	34.496
ESTAÑO	7,31	71.640
BRONCE	7,4	72.520
ACERO	7,65	76.500
HIERRO	7,87	77.165
LATON	8,6	84.280
COBRE	8,96	87.810
PLATA	10,50	102.900
PLOMO	11,34	111.130
URANIO	19,05	186.690
ORO	19,3	189.140
PLATINO	21,45	210.700



ANEXO A-25: Tabla de velocidades de los diferentes fluidos.

Servicio	Velocidad del Fluido	
	ft/min	m/s
Tubos de caldera y turbina	6000 -12000	30.5 - 60.9
Colectores de vapor	6000 - 8000	30.5 - 40.6
Líneas ramales de vapor	6000 -15000	30,5 - 76.2
Líneas de alimentación de agua	250 - 850	1.3 - 4.3
Líneas de salida de vapor y de baja presión	6000 -15000	30,5 - 76.2
Líneas de succión de bombas	100 - 300	0.51 - 1.52
Líneas de purga de vapor	4000 - 6000	20.3 - 30.5
Líneas principales de servicio de agua	120 - 3000	0.61 - 1.52
Líneas de vapor de vacío	20000 - 40000	101.6 - 203.2
Líneas de petróleo crudo	50 - 350	0.25 - 1.78
Líneas de aire comprimido	1500 - 2000	7.5 -10.2
Tubos de vapor recalentado	2000 - 5000	10.2 - 25.4
Tubos de condensadores (agua)	150 - 300	0.76 - 1.52
Gases residuales	2952.75-4921.25	15 - 35