

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



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

**Efecto de la conversión de ciclo simple a ciclo
combinado en el rendimiento específico de la central
termoeléctrica Las Flores**

AUTORES :

Bach. Miranda Capuñay, Oscar Jesús

Código ORCID: 0009-0006-5788-6473

Bach. Oliva Ascate, Cristofher Lee

Código ORCID: 0009-0003-6326-1056

ASESOR :

Mg. Guevara Chinchayan, Robert Fabian

NUEVO CHIMBOTE, JUNIO DEL 2023

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



CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente Tesis para Título se revisó y desarrollo en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D: N°492-2017-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGÍA

EFFECTO DE LA CONVERSION DE CICLO SIMPLE A CICLO COMBINADO
EN EL RENDIMIENTO ESPECIFICO DE LA CENTRAL TERMoeLECTRICA
LAS FLORES

AUTORES :

Bach. Miranda Capuñay, Oscar Jesús
Bach. Oliva Ascate, Cristofher Lee



Mg. Robert Fabian Guevara Chinchayan
ASESOR



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA E.P. INGENIERÍA EN ENERGÍA

ACTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO

El presente jurado evaluador da la conformidad del presente informe, desarrollado en el cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al reglamento General para obtener el grado Académico de Bachiller y Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D N°492-2017-CU-R-UNS); titulado:

“EFECTO DE LA CONVERSION DE CICLO SIMPLE A CICLO COMBINADO EN EL RENDIMIENTO ESPECIFICO DE LA CENTRAL TERMoeLECTRICA LAS FLORES”

Autores:

Bach. Miranda Capuñay, Oscar Jesús
Bach. Oliva Ascate, Cristofher Lee
Revisado y evaluado por el siguiente Jurado
Evaluador.

.....
Mg. Benites Villegas, Héctor Domingo
Presidente
Código ORCID:0000-0002-8809-6371
DNI 17821639

.....
Mg. Guevara Chinchayan, Robert Fabian
DNI 32788460
Código ORCID: 0000-0002- 3579-3771

.....
MSc. Escate Bayello, Julio Hipólita Néstor
DNI 32850228
Código ORCID: 0000-0001- 9950-2999



Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por Turnitin. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega:	Cristopher Oliva Ascate Oscar Miranda Capuñay
Título del ejercicio:	TESIS REVISION
Título de la entrega:	EFECTO DE LA CONVERSION DE CICLO SIMPLE A CICLO COM...
Nombre del archivo:	TESIS_MIRANDA_OLIVA.docx
Tamaño del archivo:	7.95M
Total páginas:	123
Total de palabras:	24,076
Total de caracteres:	131,003
Fecha de entrega:	18-jun.-2023 07:21a. m. (UTC-0500)
Identificador de la entre...	2118189175



EFFECTO DE LA CONVERSION DE CICLO SIMPLE A CICLO COMBINADO EN EL RENDIMIENTO ESPECIFICO DE LA CENTRAL TERMoeLECTRICA LAS FLORES

INFORME DE ORIGINALIDAD

24%	24%	9%	%
INDICE DE SIMILITUD	FUENTES DE INTERNET	PUBLICACIONES	TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	14%
2	hdl.handle.net Fuente de Internet	2%
3	pt.scribd.com Fuente de Internet	1%
4	qdoc.tips Fuente de Internet	1%
5	dspace.ucuenca.edu.ec Fuente de Internet	1%
6	1library.co Fuente de Internet	1%
7	www2.osinergmin.gob.pe Fuente de Internet	<1%
8	www.osinergmin.gob.pe Fuente de Internet	<1%

DEDICATORIA

Agradecer en primer lugar a Dios quien me ha dado la fortaleza y es mi guía en este camino labrando mi destino.

A mi esposa Rina Guillen Hernández e Hijos Mauricio y Evans, quienes me acompañan todo el tiempo, impulsándome a seguir adelante brindándome siempre un apoyo incondicional.

A mis Padres Ciro Miranda C. y Juana Capuñay E, agradecerle siempre por el apoyo de seguir adelante siempre un paso a la vez.

A mis profesores y colegas; que no hay mejor decisión de seguir esforzándose en mejorar, avanzando en el camino del cocimiento y ponerlo en práctica.

O.J.M.C

DEDICATORIA

Agradecer en primer lugar a Dios quien me ha dado la fortaleza e indicarme el camino para seguir adelante.

A mi padre Crosby, mi madre Arcira, Mi tía Nora y mis hermanos, quienes me han acompañado todo este tiempo en el camino de mi vida siendo incondicionales y por la calidez en familia.

A mi Mamita Mechita, mi Cojito Pedro y mi Mamita Edica que desde el cielo me guían e iluminan mi camino para seguir adelante siempre con paso firme y me acompañan en mi día.

A mi hija María Fernanda que desde el primer día que llego al mundo es mi bastón y mi razón para nunca rendirme y ser un ejemplo para ella.

Mi agradecimiento también para una persona que hoy en día ya no está conmigo, pero siempre estará presente ya que fue participe en la decisión y dio ese empuje que faltaba, siempre estaré agradecido contigo B.G.B.

A mis amigos colegas y profesores responsables de nuestra formación profesional quienes fueron y son como la segunda familia que uno quiere tener.

C.L.O.A

RECONOCIMIENTO

En primer lugar, agradezco a Dios por darme la oportunidad de estar con vida y culminar una de mis metas anheladas, a pesar de las circunstancias de la vida nos dio la fuerza y ánimo para poder culminar la tesis.

Agradecer a mi asesor Mg. Robert Guevara, quien me apoyó y brindó sus conocimientos en todo momento de la elaboración de la tesis.

También agradecer a todos los catedráticos de la Universidad Nacional del Santa quienes brindaron las enseñanzas necesarias para poder ser un profesional con ética y moral.

Atentamente,

O.J.M.C

RECONOCIMIENTO

En primer lugar, agradecer a Dios por darme la oportunidad de estar con vida y realizar una de mis metas anheladas, a pesar de las circunstancias de la vida nos dio la fuerza y ánimo para poder realizar la tesis.

Agradecer a mi asesor Mg. Robert Guevara, quien me apoyó y brindó sus conocimientos en todo momento de la elaboración de la tesis.

También agradecer a todos los docentes de la Universidad Nacional del Santa quienes nos brindaron las enseñanzas necesarias para poder ser un profesional con ética y moral.

Atentamente,

C.L.O.A

INDICE GENERAL

INDICE RESUMEN

CAPITULO I: Introducción.	1
1.1 Realidad Problemática	1
1.2 Antecedentes	2
1.3 Justificación	5
1.4 Hipótesis	6
1.5 Objetivos	6
CAPITULO II: Marco Teórico.	7
2.1 Central Termoeléctrica de ciclo combinado	7
2.2 Componentes del ciclo superior	20
2.3 Componentes del ciclo inferior	27
2.4 Desempeño de centrales termoeléctricas	47
CAPITULO III: Material y método	54
3.1 Material	54
3.2 Método	57
CAPITULO IV: Cálculos y resultados	70
4.1 Balance de energía ciclo simple	70
4.2 Configuración ciclo inferior	73
4.3 Balance de energía HRSG	77
4.4 Desempeño del ciclo combinado	81
4.5 Discusión de resultados	83
Conclusiones	86
Recomendaciones	87
Referencias bibliográficas	88
Anexos	97

INDICE DE FIGURAS

Figura 1 Esquematación de planta de una central termoeléctrica de ciclo combinado	8
Figura 2 Disposición básica de una central de ciclo combinado	14
Figura 3 Esquema básico de una central de ciclo combinado	15
Figura 4 Ciclos termodinámicos que conforman un ciclo combinado	16
Figura 5 Arreglo 1x1x1	18
Figura 6 Arreglo 2x2x1	19
Figura 7 Ciclo termodinámico Joule Brayton Simple abierto	20
Figura 8 Componentes del ciclo termodinámico Joule Brayton Simple abierto	21
Figura 9 Operatividad del ciclo termodinámico Joule Brayton Simple abierto	22
Figura 10 Partes de una cámara de combustión tuboanular	25
Figura 11 Ciclo Rankine para generación de vapor	28
Figura 12 Distribución de equipos de un Ciclo Rankine para generación de vapor	30
Figura 13 Esquema de un evaporador	33
Figura 14 Diagrama esquemático del ciclo combinado con HRSG	34
Figura 15 Evolución de la temperatura en la caldera de recuperación de calor	36
Figura 16 Generación de vapor a presión única en un HRSG	37
Figura 17 Comportamiento de intercambio de energía en un HRSG con 1 solo nivel de Presión	38
Figura 18 Generación de vapor dual en un HRSG	39
Figura 19 Comportamiento de flujos en un HRSG con presión dual	40
Figura 20 Disposición de equipos en un HRSG con presión trial	41
Figura 21 Comportamiento de flujos en un HRSG con presión trial	42
Figura 22 Comportamiento de flujos en un HRSG con presión trial con recalentamiento	43
Figura 23 Esquema de una turbina de vapor	44
Figura 24 Esquema de un aerocondensador	46
Figura 25 Ubicación del desareador	47
Figura 26 Comparativo entre rendimientos específicos entre ciclo simple y ciclo Combinado	48
Figura 27 Variación de la performance de sistemas de potencia con temperatura Ambiental	50
Figura 28 Efecto del desempeño de turbinas de gas en el desempeño de centrales de ciclo combinado	51

Figura 29 Efecto de la presión en una turbina a gas	52
Figura 30 Efecto de la humedad en una turbina a gas	52
Figura 31 Efecto de la temperatura ambiente	53
Figura 32 Vista lateral Central Termoeléctrica Las Flores Ciclo Simple	56
Figura 33 Diagrama unifilar Central Termina las Flores	56
Figura 34 Balance de energía en el compresor	58
Figura 35 Balance de energía en la cámara de combustión	59
Figura 36 Balance de energía en la turbina a gas	60
Figura 37 Distribución de potencias para Ciclo superior	61
Figura 38 Diagrama T vs S para generación trial.	64
Figura 39 Diagrama de intercambio de calor entre gases de la combustión y el agua	66
Figura 40 Distribución de flujos de vapor en Turbina de vapor	68
Figura 41 Configuración del HRSG.	71
Figura 42 Configuración del Ciclo inferior	76
Figura 43 Benchmarking energético para el Heat Rate	82
Figura 44 Benchmarking energético para el Costo Variable Total	83

INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Datos marco de planta	55
Tabla 2 Condiciones ambientales de cálculo	56
Tabla 3 Resultados de Ensayo de Potencia Efectiva	57
Tabla 4 Denominación de puntos del ciclo inferior	65
Tabla 5 Parámetros característicos del ciclo superior	70
Tabla 6 Resultados de valores de temperatura del ciclo superior	71
Tabla 7 Valores de entalpia específica para los estados termodinámicos del ciclo inferior	74
Tabla 8 Valores de restricción de temperatura en el GVRC	80

RESUMEN

Las centrales termoeléctricas de ciclo combinado se componen de un ciclo superior o ciclo joule Brayton simple abierto y un ciclo inferior o ciclo rankine. En este caso el ingreso de combustible se realiza en la cámara de combustión del ciclo superior. Los gases de la combustión son aprovechados debido a un alto flujo de calor sensible, los cuales dentro de intercambiador de calor o HRSG aprovechan el calor sensible de los gases para transformar el agua en vapor sobrecalentado en tres niveles de presión. En la presente investigación se busca determinar el efecto de la conversión de ciclo simple a ciclo combinado en el rendimiento específico de la Central Termoeléctrica Las Flores.

El trabajo de investigación es del tipo pre -experimental, de naturaleza descriptiva. El diseño de la investigación pre- experimental se utiliza para establecer una relación entre la causa y el efecto de una situación.

Se determino la potencia del ciclo inferior el cual es de 126,3 MW, alcanzándose una potencia de ciclo combinado de 317,8 MW mejorando el rendimiento de planta desde ciclo simple a 35% a 58% como ciclo combinado, con un incremento porcentual de 65,95 % sin consumir adicionalmente combustible en el ciclo inferior. Se determino el efecto de la conversión de ciclo simple a ciclo combinado en el rendimiento específico de la Central Termoeléctrica Las Flores, mejorando el heat rate mejora desde 10,22 MMBTU/MWh a 6,16 MMBTU/MWh con una mejora porcentual de 39,7%.

PALABRA CLAVE: Ciclos combinados. Generación de energía. Rendimiento específico.

ABSTRACT

Combined cycle power plants are composed of an upper cycle or open simple Brayton joule cycle and a lower cycle or rankine cycle. In this case, the entry of fuel is carried out in the combustion chamber of the upper cycle. The combustion gases are used due to a high flow of sensible heat, which within the heat exchanger or HRSG take advantage of the sensible heat of the gases to transform water into superheated steam at three pressure levels. The present investigation seeks to determine the effect of the conversion from simple cycle to combined cycle on the specific performance of the Las Flores Thermoelectric Power Plant.

The research work is of the pre-experimental type, of a descriptive nature. The pre-experimental research design is used to establish a relationship between cause and effect of a situation.

The power of the lower cycle was determined, which is 126.3 MW, reaching a combined cycle power of 317.8 MW, improving plant performance from the simple cycle to 35% to 58% as a combined cycle, with a percentage increase of 65.95% without additional fuel consumption in the lower cycle. The effect of the conversion from simple cycle to combined cycle on the specific performance of the Las Flores Thermoelectric Power Plant was determined, improving the heat rate from 10.22 MMBTU/MWh to 6.16 MMBTU/MWh with a percentage improvement of 39, 7%.

KEY WORD: Combined cycles. Energy generation. Specific performance.

1. Capítulo I: Introducción.

1.1 Realidad problemática

El uso de la electricidad a nivel mundial se incrementa diariamente de forma exponencial ante las necesidades ha generado el hombre para su continuo desarrollo y también para mejorar su forma y calidad de vida. Las centrales térmicas representan en la actualidad los sistemas electromecánicos de mayor uso por su efectividad de respuesta ante casos de emergencia. Del mismo modo los combustibles convencionales que son los predominantes en consumo al mismo tiempo que están en un proceso de agotamiento vienen contaminando el medio ambiente de una manera alarmante de tal manera que son causantes de los grandes problemas climáticos que actualmente afectan al mundo. Se les uso de manera indiscriminada sin tener en cuenta opciones en las cuales se les pueda emplear de forma eficiente de tal manera que merme los efectos que vienen causando.

Las centrales termoeléctricas de ciclo simple poseen rendimientos promedio de 38 a 37% son las principales causantes del daño climático en los países donde se les cuenta sobre todo como unidades de generación de base por falta de otros recursos alternos que puedan reemplazarlas, así tenemos que el petróleo tiene un factor de emisiones de 72 kg de CO₂/TJ mientras que el gas natural esta por el orden de 56 kg CO₂/TJ.

Con lo cual se asume que al entrar en un proceso de transición energética y la descarbonización, las centrales termoeléctricas convencionales con gas natural, serán las únicas unidades de generación que podrán subsistir en este proceso generación de energía en competencia. Generando la necesidad de reconvertir las unidades de generación simple en ciclos combinados o aplicando tecnologías eficientes que le permitan participar del mercado de generación o caso contrario quedar en situación de reserva fría, obteniendo bajos ingresos económicos.

La limitada reserva de gas natural en nuestro país conlleva a una gran vulnerabilidad de nuestro sistema energético y afecta a las centrales termoeléctricas que aun participan en el mercado de generación (en cinco años se redujo su participación desde 50 % a 43 %). Actualmente las centrales termoeléctricas en el Perú aún tienen una importante participación en la producción energética como unidades de base como son las centrales de ciclo combinado como unidades de punta, en realidad es aún una necesidad tenerlas operativas hasta que se reduzcan los costos de las energías renovables, pero en

ese lapso de tiempo implica aplicar técnicas de reducción de consumo de combustible, para poder mitigar su impacto al medio ambiente.

Esta fracción de participación obliga a las centrales termoeléctricas de ciclo simple a incrementar su eficiencia optando por reconvertirse en centrales de ciclo combinado. Tal como sucede con la central Termoeléctrica Las Flores que con Resolución Ministerial N° 177-2021-MINEM/DM del 22.06.2021 se le autoriza modificar su actividad de operación, aumentando su potencia instalada de 183,6 MW a 282,35 MW, con el cual puede instalar una turbina de vapor de condensación para la reconversión a ciclo combinado.

Se formula el siguiente problema:

¿Cuál es el efecto de la conversión de ciclo simple a ciclo combinado en el rendimiento específico de la Central Termoeléctrica Las Flores?

1.2 Antecedentes:

Se enuncian los siguientes antecedentes para el presente informe:

Alvarado J. (2021) en su concluyen lo siguiente: se dimensiono la central térmica de ciclo combinado 1x1x1 para la generación de vapor sobrecalentado a 03 niveles de presión para la TG5 en la Empresa Enel Generación Piura Planta Malacas con la finalidad de aprovechar el flujo de calor sensible de los gases de la combustión a 553°C. Dentro de las características de generación de vapor a tres niveles de presión tenemos; nivel de alta presión: 120 Bar, 540 °C y 39.168 kg/s, nivel de media presión: 30 bar, 540°C y 10.88 kg/s y nivel de baja presión: 3 bar como vapor saturado y 4.352 kg/s. y con presión de vacío de 0.08 bar. Se mejoro el Heat Rate de 10.261 MMBTU/MWh a 6.752 MMBTU/MWh y en el costo variable total de 21,365 U\$/MWh hasta 14.064 U\$/MWh. optimizándose 34.2 % la tasa de calor y el costo variable total. Con lo cual se demuestra lo ventajoso que resulta implementar una central de ciclo combinado.

Atalaya, T. (2014) en su tesis concluye que la mayor eficiencia en su diseño se logra obtener en una configuración 1x1x1 con un rendimiento global de 58,54% mientras que en una arquitectura 3x3x1 se alcanza un rendimiento 57,36%, esta se diferencia debido a los valores de presión y temperatura seleccionado para cada nivel de generación de vapor, del mismo modo en la configuración 3x3x1 no se optimiza el flujo de calor útil. Con la configuración de ciclo combinado se incrementa la potencia

efectiva sin la necesidad de incrementar o adicionar más gas natural al proceso de generación. Se puede alcanzar un ahorro de 3.2 millones de m³ de gas natural y mejorar la rentabilidad de la inversión.

Bada, N. y Domínguez, J.(2011) en su tesis titulada Conversión de la central térmica de Malacas de gas natural, de ciclo simple abierto de 100 MW a ciclo combinado de 300 MW concluyen que los aspectos criteriosales para el diseño de una central de ciclo combinado radican en la temperatura máxima del ciclo superior, la relación de presiones en el compresor, el exceso de aire en la cámara de combustión, la temperatura de escape de los gases desde la turbina, parámetros de diseños que podrán brindar un flujo de calor disponible a ser aprovechado en el ciclo inferior. Como resultado principal se tiene un considerable aumento del rendimiento de 30.09 % como ciclo abierto simple, hasta 52.11% operando como central de ciclo combinado. El costo variable total se reduce significativamente de 29.66 US\$/MWh, a 19.05 US\$/MWh, lo que representa cerca del 40%. Para la evaluación económica se obtiene dentro de los indicadores de rentabilidad un valor beneficio/costo de 1,3, del mismo modo se ha alcanzado un buen valor del TIR de 25.6% y el pay back es relativamente alto con un valor de 5 años.

Chávez, W. y Portal, J. (2011) concluyo lo siguiente: que es posible realizar la proyección de cambio desde ciclo simple a ciclo combinado a las centrales termoeléctricas de Aguaytía ubicadas en el departamento de Ucayali, más aún cuando las centrales están ubicadas cerca de la zona de explotación en este caso cerca del lote 31C, para ello se implementa un incremento de potencia efectiva de 100 MW, sin incrementar el flujo del gas natural que es el combustible empleado. El cálculo del dimensionamiento se realizó utilizando la herramienta SOLVER del Excel, en la cual se agregó todas las variables intervinientes del ciclo. Se realizó una arquitectura del tipo 2x2x1, teniendo como base las 2 centrales termoeléctricas para un flujo en el ciclo inferior de 95.22 kg/seg que va a permitir el incremento de la eficiencia desde 33,78% a 52,9% sin tener un consumo adicional de combustible. Del mismo modo se mejora desde 27 U\$/MWh a 15.28 US\$/MW. Se obtuvo una TIR de 17,4% y un tiempo de retorno de la inversión de 3 años. La limitante técnica se da en la disponibilidad de agua para los procesos del ciclo inferior, para lo cual se hace uso de una planta de tratamiento de agua para emplear agua de río Aguaytía.

Gordillo, C. (2019) en su tesis titulada Análisis termodinámico de una central termoeléctrica de ciclo combinado gas - vapor con el programa EES. en la Universidad San Agustín de Arequipa, Perú concluye: El rendimiento más alto superior a 57% se consigue mediante la generación de vapor en 03 niveles de presión y con una configuración 3x3x1 para lo cual es el punto más importante del diseño es la determinación de las temperaturas intermedias del proceso de intercambio de calor el HRSG y los 03 puntos de restricción. Se realizó una modelización referente a las presiones de alta a la turbina de alta presión con valores entre 80 y 150 bar y del mismo modo variando los valores de la relación de compresión del compresor axial del ciclo superior con la finalidad de ver su efecto en el heat rate. Se comprobó que la eficiencia del ciclo combinado tiene un efecto negativo cuando la temperatura de los gases de la combustión decae, así como valores del exceso de aire en la cámara de combustión.

Pérez, D. y Flores, O. (2018) en su tesis concluyen lo siguiente que para dimensionar los componentes de una central de energía : Se realizó el diseño de cada componente de la central termoeléctrica de ciclo combinado en un arreglo 3x3x1, con una arquitectura en el HRSG para genera vapor en tres niveles de presión , determinándose los siguientes valores óptimos de alta Presión 54 Bar y 442.89 °C, media Presión 12 Bar y 442.89 °C, y baja Presión 2 Bar , en esta última etapa no se incluye el sobrecalentador, lo que da posibilidad de poder expandir el vapor de media presión a un valor de presión baja para alcanzar un mayor salto de entalpía, mientras que la presión de vacío en el aerocondensador es de 0.06 Bar. El rendimiento máximo alcanzado es de 53.66 % con una potencia efectiva de 709 MW, con lo cual dispone de una potencia adicional de 45%, Por otro lado, la tasa de calor mejora de 12.92 MMBTU/MWh, a 8.915 MMBTU/MWh con un porcentaje de mejora del 31 %, Mientras que el efecto de cambio de combustible se de petróleo a gas natural permite mejorar el CVT desde 189.87 U\$/MWh a 27.9 U\$/MWh, para lo cual se requiere con urgencia la construcción del gasoducto sur para implementar estos proyectos.

Santamaria, A. (2016) en su tesis concluye que con el dimensionamiento de la central de ciclo combinado con rendimiento térmico de 56%, teniendo en cuenta que inicialmente que la central opera como ciclo simple a 33% con los equipos básicos compresor-cámara de combustión y turbina, se requiere de ciertos criterios relevantes para el diseño, determinándose que la relación de compresión y el límite metalúrgico serán los indicadores que permiten un adecuada potencia del ciclo superior y un flujo

de calor disponible de gases de combustión. Se ha incrementado la potencia efectiva en 46 MW mediante el proceso recuperar los gases calientes en un proceso de intercambio de calor en HRSG generando vapor a tres niveles de presión y además se procura que en el proceso de condensación del ciclo inferior restringido por el uso del agua para lo cual se instalar un aerocondensador, que en si consume potencia generada por la misma central, pero no tiene problema de falta de disponibilidad de agua.

Tena, E. (2019) en su tesis realizó un estudio de balance de energía para una planta de cogeneración con tecnología de ciclo combinado como motor primo para lo cual debido a las dimensiones de la instalación se restringe el tamaño de la central, habiéndose optado por una central de cogeneración con una turbina a gas con ciclo % simple. Se alcanza una eficiencia de recuperación de la energía primaria del 75% empleándose el remanente de los gases de la combustión en los procesos industriales o en caso contrario se deriva hacia el ciclo inferior para generar energía eléctrica, Mediante la siguiente propuesta se conseguirá reducir las emisiones de dióxido de carbono en el orden de 52 000 tCO₂ al año.

1.3 Justificación:

La tesis es relevante porque permite la evaluación de la conversión de la Central Termoeléctrica Las Flores administrada por la empresa Kallpa Generación con un rendimiento de 36% como ciclo simple para reconvertir sus instalaciones a ciclo Combinado instalando una turbina de vapor para aprovechar los gases calientes expulsados desde la turbina a gas e incrementar la potencia instalada global de la instalación energética. El montaje de un generador recuperador de calor permitirá el óptimo aprovechamiento del flujo de calor sensible que los gases calientes de la turbina de gas pueden aportar, con lo cual aumenta la potencia efectiva 50% de la potencia del ciclo superior como máximo. El empleo de nuevos materiales, la automatización de los procesos y la integración de los procesos así como llegar a un máximo aprovechamiento de las corrientes fluidos a diversas temperaturas, conlleva a la optimización del ciclo simple de las flores para optar en un diseño de central de ciclo combinado que permita incrementar la potencia efectiva sin consumir combustible adicional, en esto último radica la importancia de las centrales de ciclo combinado que permiten la reducción de los costos de operación que se reflejan en la reducción del costo variable combustible y de otro lado la disminución de las emisiones de gases de

efecto invernadero al medio ambiente por unidad de potencia generada, debido a que la potencia efectiva aumentada no es generada por un combustible, sino el calor remanente de un proceso.

1.5 Hipótesis:

El efecto de la conversión de ciclo simple a ciclo combinado permite la mejora del rendimiento específico en 10 % en la Central Termoeléctrica de Ciclo Combinado.

1.6 Objetivos:

Objetivo general

Determinar el efecto de la conversión de ciclo simple a ciclo combinado en el rendimiento específico de la Central Termoeléctrica Las Flores.

Objetivos específicos:

- Realizar un balance de energía en la determinación del rendimiento específico actual de la central termoeléctrica Las Flores.
- Verificar la utilidad del flujo de calor útil disponible a la salida de la turbina de gas de la central termoeléctrica Las Flores.
- Determinar la potencia del ciclo inferior y del ciclo combinado 1x1x1 de la central termoeléctrica Las Flores.
- Realizar un benchmarking energético entre los rendimientos específicos como ciclo simple y ciclo combinado para la central termoeléctrica Las Flores.

2. Marco Teórico.

2.1 Centrales Termoeléctricas de ciclo combinado.

2.1.1 Generalidades.

a. Definición.

Una central de energía es una instalación formada por un conjunto de equipos de manera coordinada generan diversos flujos de energía útil el cual por medio de un proceso de transformación genera energía eléctrica en este caso la central de ciclo combinado esta compuesta por 2 ciclos termodinámicos independientes uno del otro en su operación, pero unidos por el empleo de los gases calientes en la generación de vapor sobrecalentado. El flujo de energía térmica remanente del primer ciclo termodinámico es aprovechado como fuente de energía para el segundo ciclo. El primer ciclo termodinámico es el Joule Brayton Simple abierto que opera alta temperatura cercana a 1200 °C en su cámara de combustión, y un segundo ciclo termodinámico el cual es el Rankine con sobrecalentamiento. La unión de los ciclos permite obtener una central de energía que alcanza un rendimiento superior al 57 % llamado ciclo combinado. (Pérez y Flores, 2018)

Un ciclo simple con turbina de gas convencional desecha calor residual de los gases calientes a temperaturas entre 400 a 600 °C dependiendo de su relación de compresión, estos gases generalmente son desechados al ambiente, esta temperatura se alcanza debido a la alta resistencia metalúrgica de los alabes de la turbina a gas. El concepto de ciclo combinado radica en la instalación de un generador de vapor recuperador de calor el cual ubicado a la salida de la turbina de gas está diseñado para aprovechar en flujo contracorriente los gases calientes y puede generar a partir de una distribución adecuada de sus superficies de transferencia de calor vapor sobrecalentado hasta temperaturas de 540°C. E incluso se puede genera vapor en tres niveles de presión según el tipo de configuración del generador recuperador de calor, en el cual van dispuestos economizadores, evaporadores y sobrecalentadores. (Alvarado, 2021)

Las centrales termoeléctricas Joule Brayton desechan energía térmica residual a elevadas temperaturas dañando el medio ambiente e incluso con altos rendimientos las temperaturas alcanzan valores superiores a 400 °C, del mismo modo presentan un elevado porcentaje de oxígeno dentro de los gases debido a los altos excesos de aire con que operan. Al pasar por el generador de vapor tienen un elevado flujo de gases calientes los

cuales son aprovechados teniendo en cuenta el grado de acercamiento entre dos corrientes fluidas a distintas temperaturas. Otra característica del ciclo combinado es que se pueden aprovechar los gases calientes hasta un límite máximo de 110 °C que es el valor admisible de los gases de la combustión proveniente de la combustión del gas natural. (Pérez y Varas, 2018)

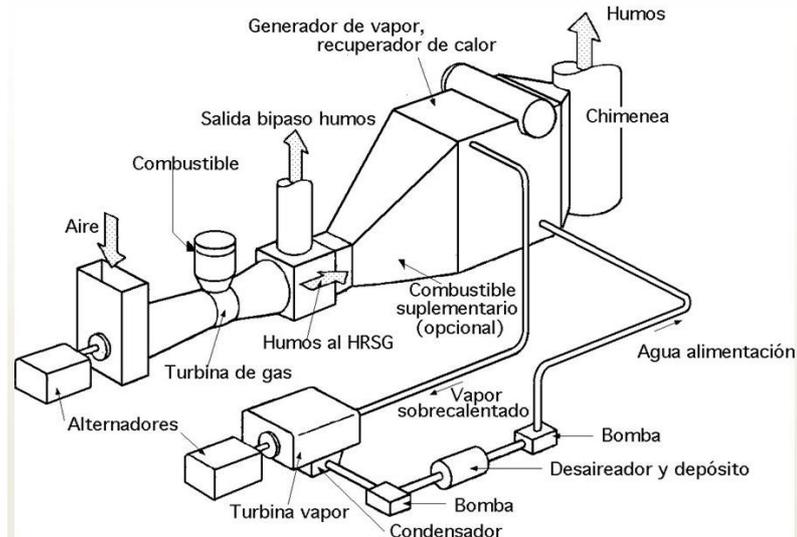


Figura 1 Esquematación de planta de una central termoeléctrica de ciclo combinado
Fuente: Alvarado (2021)

Un ciclo combinado es importante porque es el sistema de generación de energía convencional termoeléctrica que tiene rendimientos mayores a 57% sin límite de potencia, mientras que otros sistemas como el MCI sobrealimentado para generación alcanza el 45% limitado para una potencia de 20 MW, mientras que el ciclo combinado puede superar los 850 MW. Otros sistemas convencionales como las centrales termoeléctricas con vapor a los cuales se le ha agregado regeneración y recalentamiento como las centrales nucleares han alcanzado rendimientos de planta de 40% limitados por sus elevados costos específicos y la lentitud de operación para toma de carga. Y las centrales de ciclo joule Brayton de ciclo simple que alcanzan el valor de 37%. En este caso el gas natural se presenta como el combustible ideal en ciclos combinados. (Iberdrola, 2020)

Al ser el gas natural el combustible ideal en el uso de las centrales térmicas con turbinas a gas por su alto performance, el ciclo combinado basa su operación económica en los

bajos costos del gas natural como ciclo simple que es entre 30-35 U\$/MWh reduciéndose a 25-20 U\$/MWh con ciclo combinado. (Iberdrola, 2020)

b. Evolución histórica.

La evolución de las centrales termoeléctricas con ciclo combinado está ligada al desarrollo de la tecnología de las turbinas de gas y su avance en materiales y operación. En 1949 se instala el primer sistema de aprovechamiento del flujo de calor sensible de gases de combustión generándose 3,5 MW de potencia efectiva adicional. Posteriormente en 1970 para turbinas de gas con potencia mayor a 50 MW se instalan oficialmente las primeras centrales de ciclo combinado. (Gordillo, 2019)

Para los años 80s aún se dimensionaban los sistemas actuales de generación combinado, caracterizándose aún por el aprovechamiento parcial de la energía de térmica de los gases de combustión, agregándose quemadores adicionales a los generadores de vapor recuperadores de calor para poder compensar las bajas temperaturas aun salientes de las turbinas de gas alrededor de 400°C, los cuales no eran suficientes para generar la potencia que ahora generan los ciclos combinados. El despliegue tecnológico se inicia con la aplicación de superaleaciones empleados en los materiales de los alabes y el sistema de refrigeración en las turbinas a gas, los recubrimientos con cerámicos en la cámara de combustión los que dan lugar a la generación de mayores temperaturas de uso con el incremento del límite metalúrgico. (Gordillo, 2019)

El año 2006 se implementa la primera central de ciclo combinado en el Perú con la reconversión tecnológica de la planta de Ventanilla aumentando su potencia efectiva desde 315 MW a 524 MW, aumentando su producción de generación eléctrica en 50%, además persiste aun los quemadores adicionales para post combustión lo cual incrementa su potencia efectiva, pero reduce su heat rate, convirtiéndose en la central térmica en emplear el gas natural proveniente del yacimiento de Camisea. (Pajuelo, 2018)

El Perú, cuenta con las centrales de ciclo combinado de Chilca, Ventanilla, Kallpa, Fénix y Termochilca quienes operan como unidades de base en el sistema eléctrico interconectado nacional, dando la confiabilidad del suministro de energía eléctrica ante la variabilidad del recurso hídrico y el bajo factor de carga de las centrales energéticas con

recursos energéticos renovables, lo que las convierte en las centrales base y dan la sostenibilidad , seguridad y confiabilidad al sistema eléctrico interconectado nacional (Guevara,2022)

c. Ventajas y desventajas.

El alto rendimiento superior a 57% para tecnologías modernas las convierte en las centrales termoeléctricas con la más alta eficiencia existentes, por lo cual es fundamental el rol que desempeña la central con turbina a gas que sirve como base del sistema combinado, al operar exclusivamente con gas natural con lo cual sea económica su operación y sus costos operativos. En el caso de usar un combustible diferente al gas natural el heat rate se incrementa a valores superiores a 200 U\$/MWh tal como se tuvo hasta el año 2010 con la central de ciclo combinado de Chilina que operaba con petróleo diesel. Su construcción es modular, esto significa que la instalación de un ciclo combinado se inicia con la instalación de la central con turbina a gas la cual puede demorar hasta 2 años, desde ese instante se puede ir generando e inyectando energía a la red mientras que se implementa la central con turbina a vapor que requiere más años su construcción. (Naranjo, 2016)

Otro factor de relevante importancia es el efecto positivo hacia el medio ambiente, el gas natural al tener un menor factor de emisiones con respecto al petróleo sea residual o diesel, generara entre 15-20 % menores emisiones de dióxido de carbono en comparación a las emisiones emitidas por centrales termoeléctricas con combustibles convencionales, y es mucho menor su efecto comparado al uso del carbón. Al generar hasta un máximo de 50% de potencia efectiva adicional, esto se liga a que no se emplea combustible demás para mencionar dicha potencia, con lo cual incrementa su importancia. (Naranjo, 2016)

Del mismo modo su operación puede ser modular, esto significa que puede operar a modo de ciclo simple o a modo de ciclo combinado, en ambos casos con bajos costos operativos. Al tener configuraciones como 3x3x1, le da la posibilidad de tener más de 20 posibilidades de operación conjugando las unidades que la conforman, pudiendo en la actualidad comportarse como unidades de punta.(Naranjo, 2016)

Las centrales de ciclo combinado con gas natural son instalaciones electromecánicas de producción de energía de alta eficiencia, muy bajo costo y de menor grado de emisiones de gases de efecto invernadero. El gas natural por su naturaleza es un combustible gaseoso cuya combustión no genera óxidos de azufre, siendo su emisión predominante los óxidos de nitrógeno. Pero en operación requiere elevados excesos de aire del orden entre 250 a 350% para tener el flujo masico necesario para generar una alta potencia efectiva aprovechando el 37% del flujo de energía suministrada por el gas natural. (Mendoza, 2002)

Del mismo modo el uso de agua está centrada en el ciclo rankine que requiere obligatoriamente de agua para su operación de generación e incluso para el proceso de condensación. Esto último ha sido superado con el empleo de los aerocondensadores que operan con aire para el proceso de condensación reemplazando al 40% del agua requerida por un sistema convencional con condensador de vacío y torre de enfriamiento. En algunos casos se emplean plantas desalinizadoras de agua de mar para obtener el agua necesaria para procesos lo que encarece significativamente los costos y además genera conflictos sociales con poblaciones aledañas a la instalación (Mendoza, 2002)

Las centrales de ciclo combinado son instalaciones compactas en relación a las centrales termoeléctricas de fusión nuclear, carbón o geotérmicas que operan con ciclos Rankine convencionales, que requieren de un mayor espacio para sus servicios auxiliares, o para seguridad o espacio de confinamiento tal es el caso de las centrales nucleares o para almacenamiento y tratamiento mecánico del carbón para el caso de las centrales termoeléctricas. Su adaptabilidad a la ubicación geográfica es la limitante, sobre todo en casos que se requiera instalarse en altitudes, esto debido a que se emplea aire en los compresores, el cual se ve afectado por la caída de presión con la altura y la disminución de la temperatura en lugares de climas fríos. (Mendoza, 2002)

El ciclo combinado presenta una alta confiabilidad de la planta superior a 98%, lo que significa que el número de fallas imprevistas se han reducido considerablemente , tienen una alta disponibilidad cercana al 100% y están siempre operativas para entrar en servicio en modo ciclo simple ciclo combinado. Por otro lado, presentan un buen valor de mantenibilidad debido a que la duración de falla es relativamente corta. Esto se ha logrado

gracias a los mantenimientos planificados que se tiene en el SEIN para todas las centrales de generación de energía, lo cual le da un alta fiabilidad o tiempo medio entre fallas, más aún motivadas por las penalidades existen para las centrales térmicas que presentan fallas asociadas a un mal mantenimiento realizado. Las rampas de arranque de las turbinas de gas de los ciclos simples le permiten una rápida toma de carga en caliente o en frío, la cual compensa la lentitud de la operación de arranque de las turbinas de vapor. Pudiendo operar a cargas parciales o totales según los requerimientos del sistema eléctrico. (Mendoza, 2002)

Las desventajas que presentan las centrales de ciclo combinado lo representan principalmente las emisiones de gases de efecto invernadero, debido a que los hidrocarburos son contaminantes por naturaleza. Se han implementado tecnologías que puedan mitigar o reducir los efectos al medio ambiente, así tenemos los quemadores de gas con bajas emisiones de óxidos de nitrógenos y las plantas recuperadoras de gases implementadas en las centrales combinadas de gasificación integrada que operan con carbón, pero de muy elevado costo en su inversión. Sus emisiones térmicas y de vapor pueden alterar el microclima local, por lo que tienen un impacto urbanístico importante, ya que nadie quiere vivir cerca de estas centrales. (Naranjo, 2016)

2.1.2 Configuración tecnológica básica.

La arquitectura básica del ciclo combinado se basa en una configuración 1x1x1 y con tan solo un nivel de presión para la generación de vapor sobrecalentado. Está conformada por una central con turbina a gas como ciclo superior y una central con turbina a vapor como ciclo inferior. El funcionamiento se inicia en el ciclo superior, con la admisión de aire en condiciones ambientales, el cual es previamente filtrado de partículas en suspensión del aire. Luego es comprimido en un compresor axial en relación de presiones que puede variar desde 7 a 16, el cual es derivado a la cámara de combustión para reaccionar con aire con un exceso entre 250 a 300% con la finalidad de reducir la temperatura de los gases hasta un valor admisible por los alabes de la turbina a gas y tener un elevado flujo masico de gases (que su valor es directamente proporcional a la potencia efectiva desarrollada). (Alvarado, 2021)

Posteriormente los gases calientes se expanden dentro de la turbina de gas generándose trabajo mecánico el cual en aparte es empleado por el compresor y otra fracción se emplea para la generación de potencia efectiva. Seguidamente a través de un dámper son derivados hacia el generador de vapor recuperador de calor intercambiando calor con tres superficies básicas: economizador, evaporador y sobrecalentador en flujo contracorriente. El vapor sobrecalentado a una presión y temperatura de diseño se derivan hacia la turbina de vapor para la generación de potencia efectiva en el ciclo inferior. Dentro de los sistemas auxiliares se encuentran los aerocondensadores que han reemplazado a los condensadores de vacío. (Alvarado, 2021)

En la figura 2 se indica la operación de la central de ciclo combinado, así tenemos que el combustible ingresa a la cámara en donde reacciona con el aire comprimido proveniente del compresor axial a una presión entre 7 a 16 bar según la configuración de planta, seguidamente los gases calientes formados ricos en oxígeno se derivan hacia las etapas de la turbina a gas accionando el alternador generando la potencia eléctrica del ciclo superior, por lo general cerca del 60 a 65% de la potencia efectiva total desarrollada por el ciclo combinado. (Bancoff, 2017)

Los gases de la combustión ceden su calor sensible al agua dentro del generador de vapor recuperador de calor. El agua es calentada hasta la temperatura de saturación y sobrecalentada hasta una temperatura de por lo menos 10° a 20°C menor a la temperatura máxima de los gases de la combustión para un óptimo aprovechamiento del calor disponible. Posteriormente el vapor se expande dentro de una turbina axial generándose lo restante de la potencia efectiva de la central, en el orden de 20 a 35% de la potencia efectiva de la central de ciclo combinado. (Bancoff, 2017)

Luego de la expansión el vapor húmedo ingresa al aerocondensador a presión de vacío entre 10 a 0,06 kPa. Luego el agua es derivada a través de una bomba de agua hacia el desareador donde se repone parte del agua perdida del proceso, en un valor menor al 8% y continua su proceso cerrado. (Bancoff, 2017)

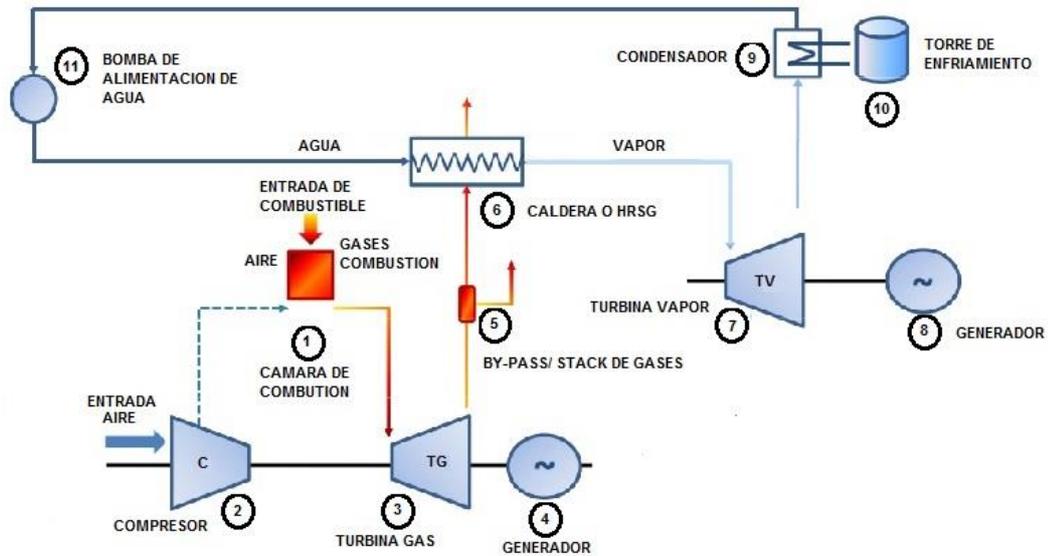


Figura 2 Disposición básica de una central de ciclo combinado

Fuente: Bancoff (2017)

Para los ciclos combinados, la configuración básica le permite un límite de eficiencia cercana al 50% , lo cual motivo ir mejorando la configuración del elemento recuperador de calor adicionándole generación de vapor en paralelo en 2 a 3 niveles de presión con lo cual se alcanzan rendimientos superiores a 57%. De otro lado se han implementado sistemas de calentamiento de agua hasta valores cercanos a 105 °C para ingresar al recuperador de calor. (Alvarado. 2021)

El ciclo inferior en su configuración convencional y para alcanzar mayores rendimientos implementaron la adición de recalentadores y regeneradores, pero en los ciclos combinados afectan a su operación optándose por la configuración básica con sobrecalentamiento. Mejorando el aporte del ciclo inferior con la generación de vapor de forma integrada según los conceptos de máxima proximidad entre dos corrientes fluidas a distintas temperaturas. (Alvarado. 2021)

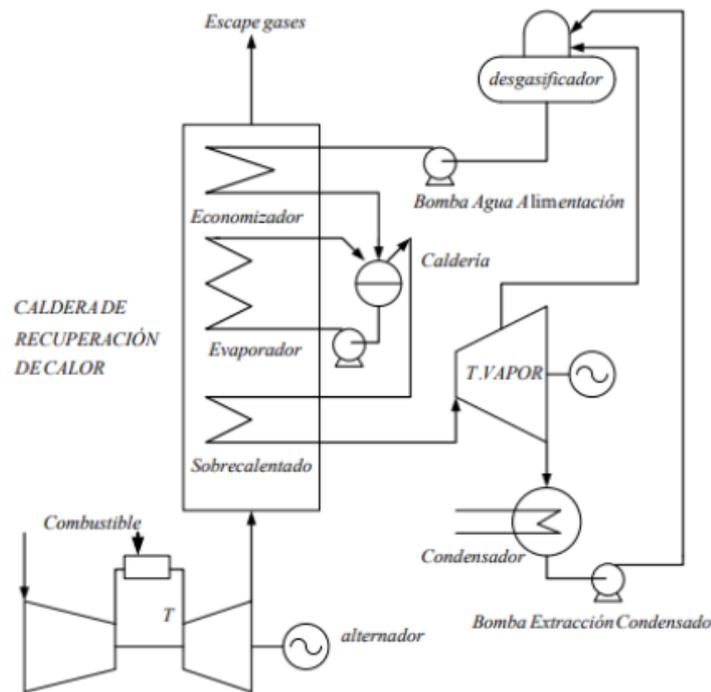


Figura 3 Esquema básico de una central de ciclo combinado

Fuente: Alvarado (2021)

El ciclo combinado de configuración básica se compone tres sectores y son los siguientes:

Central térmica con turbina a gas. (Ciclo superior)

Generador de vapor recuperador de calor de enlace entre el ciclo superior y el ciclo inferior.

Central térmica con turbina a vapor (Ciclo inferior) (Alvarado. 2021)

Los gases de la combustión debido a su alto potencial entálpico y al valor de su temperatura luego de la expansión ceden su energía térmica al agua del generador de vapor recuperador de calor o HRSG (en ciclos en inglés) para lo cual las características de este último juegan un papel relevante siendo los principales:

Disposición del economizador, evaporador y sobrecalentador.

Materiales de los haces de tubos, empleando aleaciones de titanio de alta conductividad y en ciertos casos superficies extendidas.

El grado de acercamiento entre las temperaturas del agua a la entrada del evaporador con la correspondiente temperatura de los gases calientes.

Máxima temperatura del vapor sobrecalentado. (Chávez y Portal, 2011)

Se presentan los ciclos termodinámicos Joule Brayton Simple Abierto y Rankine con sobrecalentamiento. El ciclo superior opera con aire comprimido y gas natural que por continuidad forman los gases de la combustión como sustancias de trabajo, mientras que el ciclo inferior el fluido de trabajo es el agua tratada químicamente, el cual transita por las etapas de líquido comprimido a vapor sobrecalentado. (Sepúlveda, 2011)

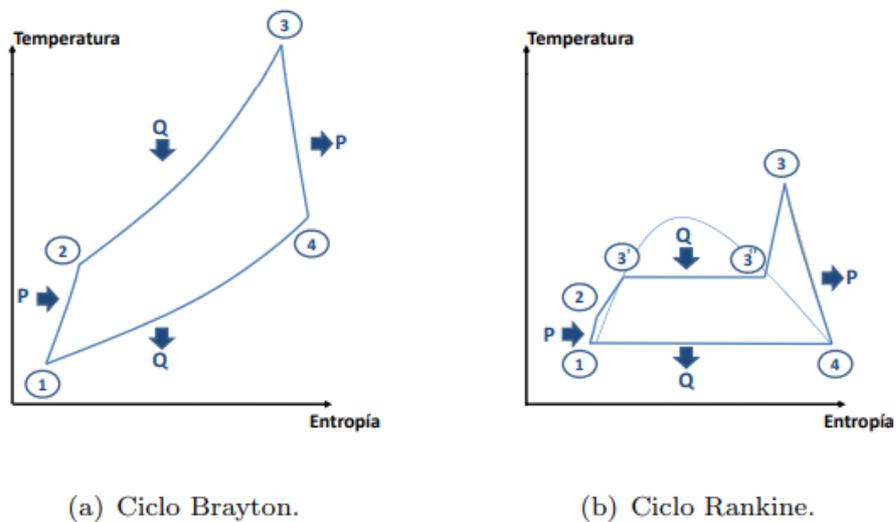


Figura 4 Ciclos termodinámicos que conforman un ciclo combinado.

Fuente: Sepúlveda (2011)

Las turbinas a gas modernas de tecnología G o H con aleaciones especiales para altas temperaturas y refrigeradas interiormente o por transpiración tienen rendimientos de hasta 37 %, los cuales pueden ir incrementándose a medida que el límite metalúrgico de los materiales aumenta, esto es soportar mayores temperaturas al final de la combustión con lo cual el gradiente de entalpías a la entrada y salida de la turbina sea elevado. (Sepúlveda, 2011)

Los ciclos combinados que presentan fuego adicional poseen una mayor potencia efectiva alrededor de 10 % adicional pero una menor eficiencia que una central de ciclo combinado sin fuego adicional la cual alcanza mayores rendimientos. Este procedimiento lo realizan algunas empresas que saben que su costo operativo le permite trabajar como unidad de

base, con lo cual la generación está asegurada. Con lo cual puede cumplir con ciertos compromisos contractuales con Distribuidoras o con los clientes libres con quienes posee compromisos de venta de energía. (Sepúlveda, 2011)

$$\eta = \frac{P_{TG} + P_{TV}}{Q_{TG}} * 100\% \dots \dots \dots (1)$$

Donde:

P_{TG} es la potencia efectiva producida por la turbina a gas.

P_{TV} es la potencia efectiva producida por la turbina de vapor.

Q_{TG} es el flujo de calor suministrado por el combustible en este caso el gas natural.

Los gases de la combustión poseen un elevado exceso de oxígeno producto del exceso de aire empleado en los gases de la combustión, esto le da una relativa ventaja al momento de combustionar con el combustible adicional en los quemadores del GVRC o HRSG, el oxígeno contiene entre 11 a 18% en volumen en los gases de la combustión. En el supuesto caso de tener un exceso de aire de 15%, el cual es un valor ideal para una excelente combustión, solo se conseguiría una alta temperatura de llama adiabática pero la potencia mecánica conseguida sería entre el 7-8% de la potencia efectiva que se consigue con 300% de exceso de aire. En algunos casos el gas natural además es enriquecido con oxígeno para reducir su uso en el fuego suplementario. El gas natural aparte de ello presenta bajos costos y tienen un precio diferenciado en su compra frente a otros consumidores. (Alvarado, 2002)

$$\eta_{fa} = \frac{P_{TG} + P_{TV}}{Q_{TG} + Q_{HRSG}} * 100\% \dots \dots \dots (2)$$

Q_{HRSG} es el flujo de calor suministrado en el generador de vapor recuperador de calor.

Donde se demuestra que bien es cierto al agregar combustible en el HRSG incrementa la potencia del ciclo combinado, su desventaja es la reducción del rendimiento total de la planta.

2.1.3 Arquitectura de centrales termoeléctricas de ciclo combinado.

La búsqueda de mejorar el desempeño de los ciclos combinados ha generado una variedad de configuraciones con la finalidad de alcanzar un rendimiento óptimo, para ello se han conjugado tres configuraciones entre las turbinas a gas, generador de vapor y turbina a vapor que son los elementos básicos. Las configuraciones son:

Configuración 1x1x1. Presentan ventajas para su operación tal como:

Funcionamiento en modo de ciclo simple. En este caso cerrando el dámper que comunica con el ciclo inferior.

Funcionamiento en modo de ciclo combinado generando 2 potencias efectivas. Con lo cual puede generar 50% adicional de potencia efectiva.

Facilidad de mantenibilidad y fiabilidad de sus componentes.

Dentro de sus inconvenientes se presenta la inversión y largo de periodo de retorno de la inversión. (García, 2018)

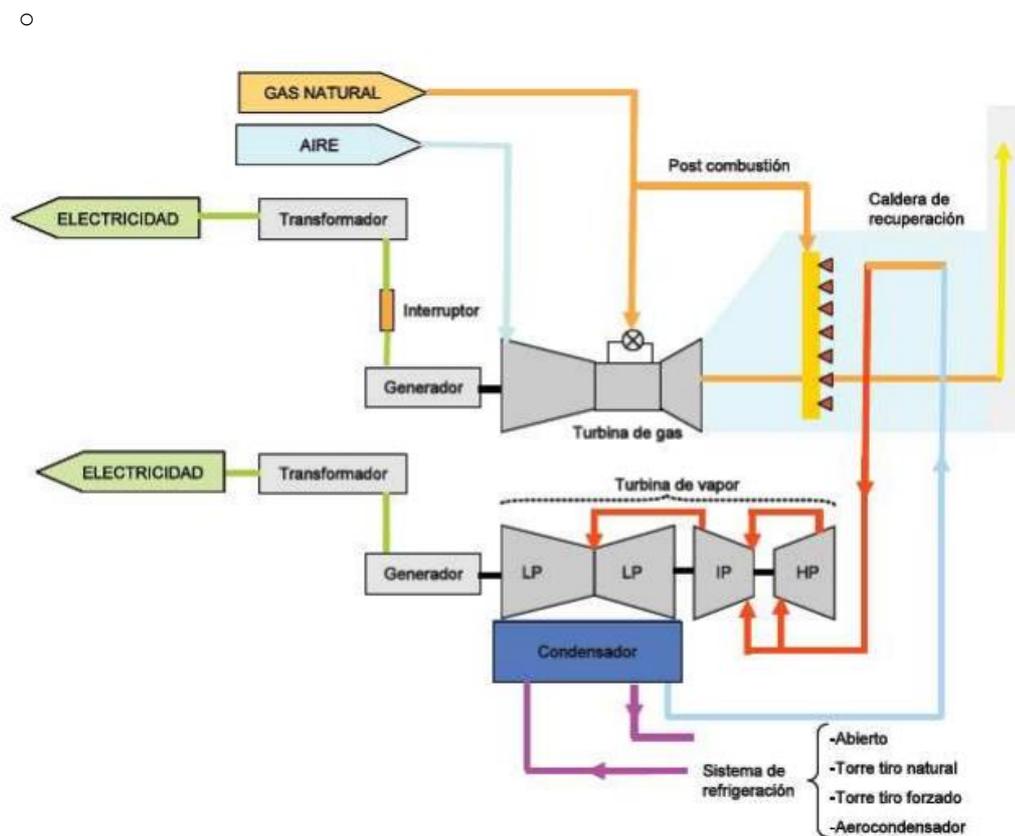


Figura 5 Arreglo 1x1x1.

Fuente: García (2018)

Configuración 2x2x1. Está formada por dos turbinas a gas, dos HRSG y solo una turbina de vapor. Presenta relativas ventajas tal como:

Capacidad de operar en modo ciclo simple con 1 o 2 turbinas de gas.

Capacidad de operar como ciclo combinado al 50% o 100 % de su capacidad.

Capacidad de operar como ciclo simple con 1 turbina a gas y como ciclo combinado con la 2 turbina a gas.

Alta capacidad de modularidad a cargas variables adecuándose a la máxima demanda.

Capacidad para trabajar en paralelo como unidad de base y/o como unidad de punta.

(Sabugal,2006)

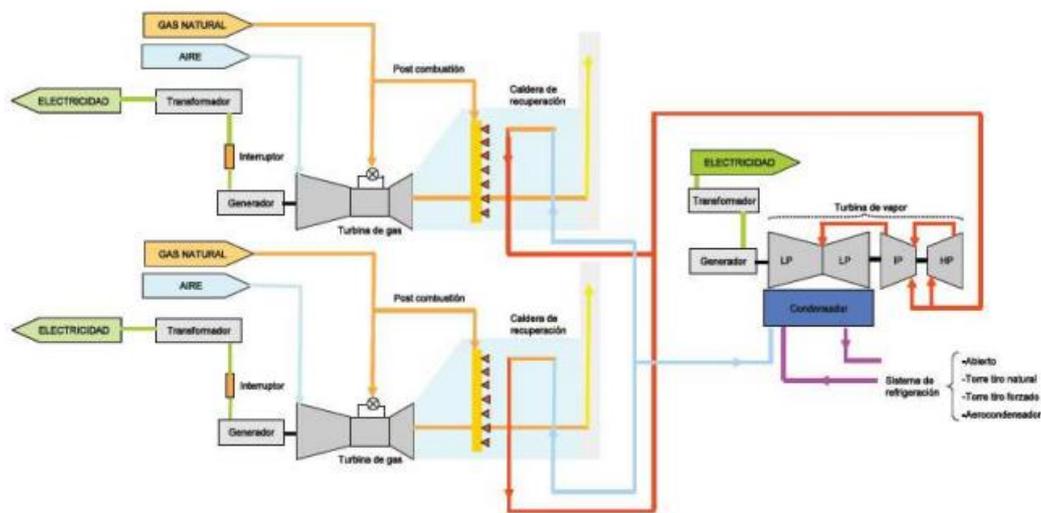


Figura 6 Arreglo 2x2x1.

Fuente: García (2018)

Configuración 3x3x1: formada por tres turbinas de gas, tres HRSG y una turbina de vapor.

Puede opera bajo los siguientes modos de operación:

Capacidad de operar en modo ciclo simple con 1 y/o 2 y/o 3 turbinas de gas.

Capacidad de operar como ciclo combinado al 33%, 66% o 100 % de su capacidad.

Capacidad de operar como ciclo simple con 1 turbina a gas y como ciclo combinado con la 2 y 3 turbina a gas.

Capacidad de operar como ciclo simple con 2 turbinas a gas y como ciclo combinado con la 3 turbina a gas.

Alta capacidad de modularidad a cargas variables adecuándose a la máxima demanda.

Capacidad para trabajar en paralelo como unidad de base y/o como unidad de punta.
(Pérez y Flores, 2018)

2.2 Componentes del Ciclo Superior.

2.2.1 Ciclo Joule Brayton.

El Ciclo Joule Brayton de arquitectura simple abierto consta de un compresor para una etapa de compresión irreversible del aire, un proceso de adición de calor en una cámara de combustión y una turbina a gas donde se realiza la expansión irreversible de los gases de combustión. Es un ciclo de generación de amplio uso por su versatilidad, rapidez, compactividad y eficiencia para generar energía eléctrica, para propulsión aérea de turboreactores, propulsión naval en fragatas y destructores, para accionamiento de máquinas en la industria petrolera, así como unidad base en plantas de cogeneración.
(Godos, 2011)

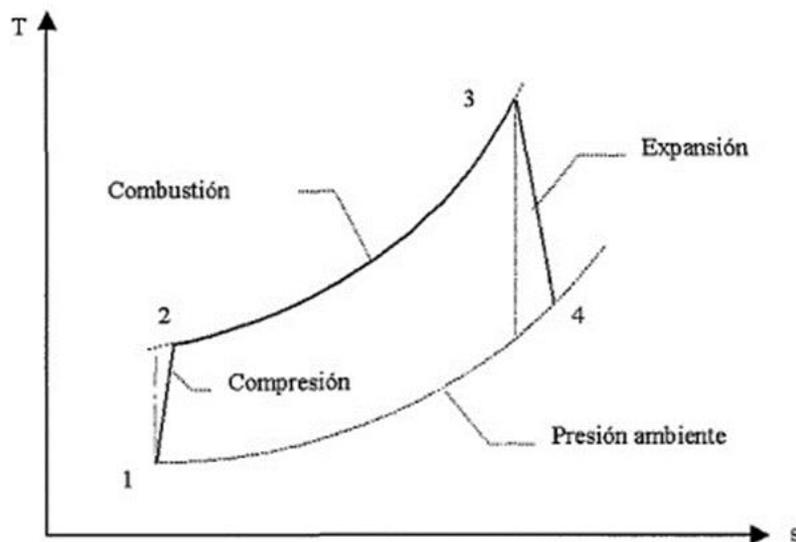


Figura 7 Ciclo termodinámico Joule Brayton Simple abierto

Fuente: Godos (2011)

Se describen los procesos del ciclo termodinámico:

- El compresor es una maquina axial donde el aire previamente filtrado hasta partículas de 10 micras se comprime a través de un conjunto de etapas hasta obtener una presión de salida entre 7 a 16 veces la presión de entrada, en este proceso no solo se comprime el aire, también incrementa su temperatura reduciendo su volumen.

- El aire caliente y presurizado ingresa a la cámara de combustión en tres partes, una de ellas para la combustión, la otra fracción (aproximadamente el 30%) de aire ingresa para el proceso de turbulencia y el 50% del aire restante ingresa para aumentar el flujo masico de gases y enfriar relativamente la temperatura de los gases para que pueda ser tolerada por los alabes de la turnia de gas. Se emplea un exceso entre 250% a 350% de exceso de aire. (Godos, 2011)
- Los gases de la combustión se expanden de forma irreversible en los alabes de la turbina axial, la cual tiene un menor número de etapas con respecto al compresor. Posteriormente se liberan los gases a una presión superior a la atmosférica al medio ambiente.
- La potencia mecánica de la turbina sirve para operar al compresor axial y a un alternador para la producción de electricidad, en una relación 2/3 y 1/3 respectivamente. Lo que significa que el 66,67 % de la potencia generada por la turbina lo aprovecha el compresor y lo restante permite la generación de energía eléctrica. (Godos, 2011)

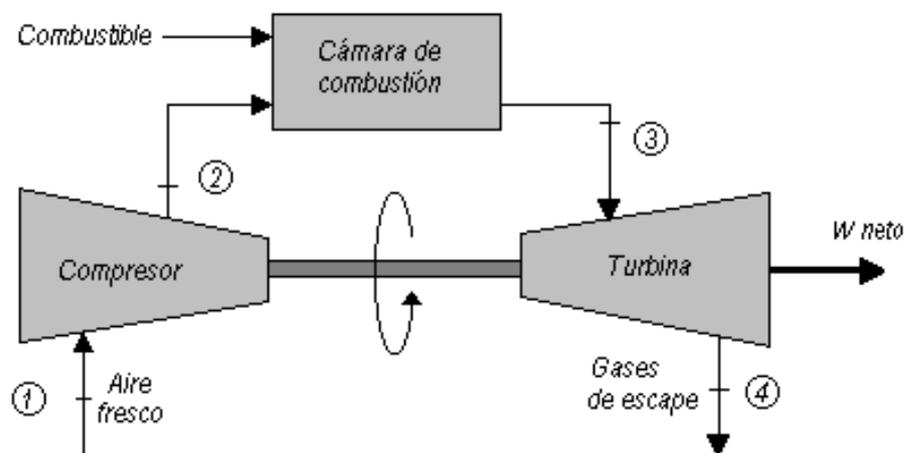


Figura 8 Componentes del ciclo termodinámico Joule Brayton Simple abierto

Fuente: Godos (2011)

Dentro de las ventajas de las centrales termoeléctricas con turbinas a gas tenemos los siguientes:

- Baja relación potencia vs. Peso/tamaño.
- Costo de instalación entre 750 U\$/kW.

- Rápida rampa de arranque, menor a 1 minuto para su arranque en frío.
- No presenta problemas de fricción elevados como lo presentan los motores reciprocantes.
- Tiene un alto equilibrio dinámico en su operación, aunque se le mantiene en giro de 4 rpm en operación en vacío cuando no está conectada a la red accionada por un motor primo.
- Tiene pocas piezas móviles a diferencia de los MCI.
- Su sistema de lubricación y enfriamiento es complejo tanto para sus descansos como para sus alabes. (Fernández, 2009)

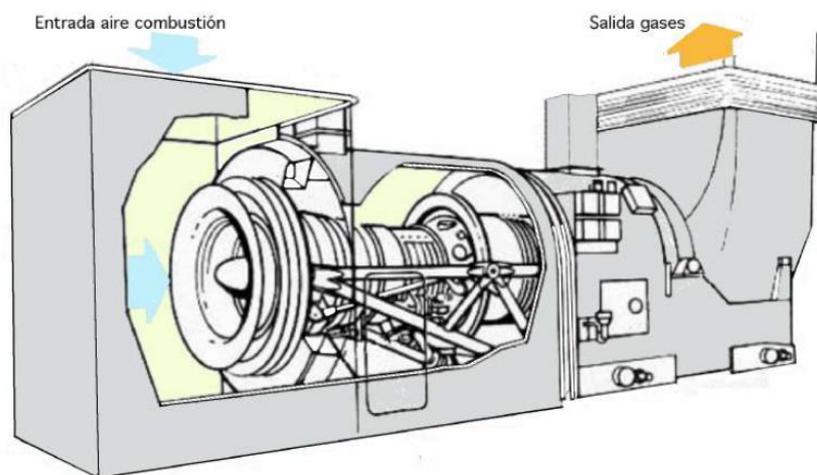


Figura 9 Operatividad del ciclo termodinámico Joule Brayton Simple abierto

Fuente: Fernández (2018)

2.2.2 Componentes.

- Compresores. Son turbomáquinas que permiten el incremento de la presión del aire en un flujo axial, está conformado principalmente por:
 - Rotor compuesto por un conjunto de alabes fijos.
 - Estator compuesto por alabes móviles o direccionales.
 - Sistema de ingreso de aire a través de un distribuidor.
 - Sistema de descanso lubricado.
 - Sistema de frenado oleo hidráulico.
 - Sistema de acoplamiento mecánico al eje de la turbina a gas.
- Se llama escalonamiento al conjunto de alabes fijas y alabes móviles. (Fernández, 2009)

Tiene la función de derivar el aire filtrado a través de alabes direccionales a través de las primeras etapas del compresor, en este proceso real el aire fluye a través desde los alabes móviles y fijos, aumentando y reduciendo su velocidad hasta un valor superior al ingreso y salida de cada escalonamiento, pero incrementa su presión tanto en los albes fijos como en los móviles. Incrementa su energía dinámica con lo cual el aire comprimido. (Cardenas,2014)

En cada etapa o escalonamiento de presión, el aire incrementa su presión en un valor de 10% a 60 % con respecto a su valor de entrada, aunque es muy común emplear relación de compresión de 1.2 entre escalonamientos, esto es el incremento del 20% de la presión con respecto a su presión inicial. Con ello los compresores pueden contar hasta con 14 a 18 etapas de presión según su aplicación. (Godos, 2011)

$$R_p = \frac{P_2}{P_1} \dots \dots \dots (3)$$

Donde:

R_p es la relación de presiones del compresor.

P_2 presión del aire saliente del compresor.

P_1 presión del aire entrante al compresor.

- Cámara de combustión. Es un equipo térmico teóricamente isobárico en el cual ingresa el aire comprimido caliente y presurizado de forma continua. Por otro lado, ingresa el gas natural a través de un conjunto de inyectores dispuestos alrededor de la cámara. El exceso de aire óptimo entre el gas natural y el aire es de 15 % para alcanzar una temperatura de llama elevada. Siguiendo este principio el aire se combustiona una fracción equivalente al valor óptimo del exceso de aire, generándose el calor de reacción óptimo. Luego una fracción de masa de aire se une al proceso para generar la turbulencia de la llama y agitar las moléculas de los elementos que forman la reacción. Luego ingresa la mayor parte del aire comprimido para incrementar el flujo masico de gases y reducir la temperatura de los gases de la combustión. El exceso de aire es entre 250-350%, pudiendo alcanzar mayores valores cercanos a380%. (Godos, 2011)

La temperatura máxima del ciclo joule Brayton está limitada por la temperatura de trabajo máxima que puedan soportar los materiales que conforman la cámara de combustión los cuales están sometidos a esfuerzos térmicos elevados, corrosión y efectos abrasivos. Además de estar recubiertas de cerámicos refractarios para evitar las pérdidas de transferencia de calor, algunas cámaras de combustión tienen paredes refrigeradas. El límite de temperatura del ciclo es función de la resistencia metalúrgica de los materiales, se vienen desarrollando nuevos materiales que podrán ser la solución para alcanzar temperaturas mucho más elevadas en la cámara de combustión. (Cárdenas, 2014)

Las cámaras de combustión están conformadas por dos cámaras concéntricas. En la cámara interior se ubican los inyectores distribuidos en forma periférica, en esta zona se produce la más alta temperatura del proceso, la cual recibe el aire en tres etapas: combustión, turbulencia y difusión. En la primera cámara se presenta un perfil de temperaturas de régimen turbulento en la cual el intercambio molecular entre el combustible y el aire generan el calor de reacción. La cámara exterior permite el flujo de aire de la combustión que cumplen la función de refrigera las paredes de la cámara interior antes de ingresar a la misma. La cámara esta recubierta por el material refractario que protege la cámara combustión del exterior. (Cárdenas, 2014)

Aproximadamente el 10% de la masa de flujo de aire ingresa a través de los inyectores que se ubican en el perímetro circular de la cámara de combustión, que puede ser del tipo anular o tubular. Seguidamente se tienen dispuestos álabes fijos que producen turbulencia de los gases formados los cuales se encuentran en movimiento browniano incrementando su energía cinética, conocida como zona primaria. La temperatura que puede alcanzar los gases es cercana a los 1 500 °C, lo cual es un valor muy alto para ingresar a los alabes de la turbina a gas. El aire que entra en la reacción se aporta de forma progresiva en la cámara de combustión generando una mayor turbulencia y establece la temperatura final de los gases a la salida de la cámara. (Godos, 2011)

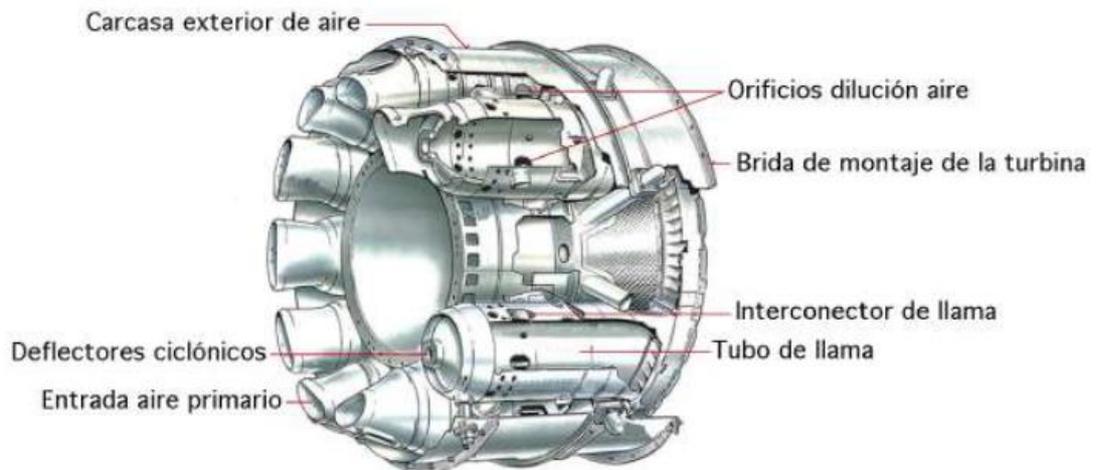


Figura 10 Partes de una cámara de combustión tuboanular

Fuente: Fernández (2018)

- Turbina de expansión. Estas turbomáquinas permiten el aprovechamiento de la energía cinética saliente con los gases calientes de la cámara de combustión, convirtiéndola en energía de rotación a lo largo su eje. Sus etapas por lo general son entre 4 a 5 de tipo de reacción, deben generar la potencia mecánica necesaria para accionar al compresor de aire y al eje del generador síncrono. Está conformada a lo largo de su eje en un conjunto de alabes diseñados con un perfil aerodinámico que brindan la orientación del flujo circulante y del proceso de expansión dentro de la turbina, del mismo modo cada grupo de alabes fijos que se encuentran montados en el eje tienen dispuestos consecutivamente una corona de alabes fijos ubicados en la parte interior del estator, estos últimos permiten redireccionar el flujo de forma axial. (Cárdenas, 2014)

Los gases calientes ingresan a la turbina entre 1 200-1 400°C y con presiones entre 7 a 27 bar según la aplicación tecnológica o su empleo, saliendo a valores de temperatura entre 450-600°C. El alto flujo masico de gases de la combustión y el valor de su temperatura son aprovechados para calentar agua desmineralizada o generar vapor saturado a baja presión. El agua desmineralizada o el vapor son inyectados luego del proceso de compresión de aire, hasta flujos menores al 5% de la masa de aire entrante, lo cual permite obtener un flujo masico de gases mayor, lo

cual tiene un efecto importante en el incremento de la potencia efectiva de la central termoeléctrica con turbina a gas. (Huamani, 2018)

2.2.3 Desarrollo.

El impulso de las técnicas metalúrgicas y el desarrollo de nuevos materiales compuestos y aleaciones con propiedades tal como alta resistencia a esfuerzos térmicos y mecánicos a altas temperaturas, corrosión, dureza y baja densidad permitió el empleo de mayores temperaturas en los alabes de las primeras etapas de la turbina a gas del mismo modo el empleo de materiales cerámicos y novedosos sistemas de refrigeración permitió el incremento de mayores de temperatura dentro de la cámara de combustión. Del mismo modo aplicando técnicas computacionales avanzadas permitieron mejorar el diseño aerodinámico en la doble curvatura de los alabes fijos y móviles de tal manera que permitiera un mejor aprovechamiento de la energía cinética contenida en los gases y del mismo modo la adición de sistemas de enfriamiento del aire de admisión antes de ingresar a los compresores ha generado también un considerable aporte en el incremento del rendimiento del sistema debido a un mayor relación de compresión en las etapas del compresor axial. Además, se han implementado quemadores de bajas emisiones de óxidos de nitrógeno. (Morales, 2014)

Del mismo modo los procesos automatización mediante PLC ha permitido un mejor control de las variables de proceso tal como presión, temperatura y flujo masico de aire y combustible de tal modo que la operación remota permite opera desde el arranque, toma de carga, y parada de los componentes de las centrales termoeléctricas y del mismo modo técnicas avanzadas predictivas permiten mantener disponible y confiables principalmente la turbina y al compresor. (Morales, 2014)

Las altas relaciones de presiones en las etapas del compresor han permitido alcanzar valores altos de presión y temperatura del aire ingresante a la cámara de combustión, en este caso el aporte del flujo de calor sensible del aire en la chamara de combustión es significativo. Los diseños modernos de turbinas y compresores alcanzan rendimientos de 90% con lo cual el grado de aprovechamiento es muy elevado (Gordillo, 2019)

El incremento del rendimiento se ha conseguido por el aumento de la relación de presiones, los nuevos materiales en los alabes de las turbinas a gas, los novedosos sistemas de refrigeración en los alabes como el sistema de refrigeración por transpiración, el empleo de cerámicos en la cámara de combustión y el control automático de la operación. (Gordillo, 2019)

El incremento de la eficiencia en los ciclos termodinámico y sus componentes, y del mismo modo mejorar sus prestaciones de servicio, conlleva a lo siguiente:

- El uso de revestimientos de material cerámico dentro de la cámara de combustión.
- Revestimientos de cerámica de mayor resistencia en los alabes de la turbina de gas que son sometidos a esfuerzos mecánicos.
- Sistemas de refrigeración con mejoras tecnológicas empleando aire comprimido proveniente del proceso de compresión, primero en la cámara de combustión con la finalidad de que se puedan presentar temperaturas de hasta 1400 °C con lo cual el rendimiento del ciclo pueda incrementarse esto a partir de un mayor límite metalúrgico; por otro lado el uso del vapor a baja presión como refrigerante con una capacidad térmica superior a la del aire caliente con lo cual el circuito de refrigeración es de menor dimensiones.
- Proceso de combustión en secuencia, con lo cual se combina el proceso de recalentamiento de los gases para una mejor disponibilidad de energía específica dentro de la turbina de gas.
- El incremento de la relación de compresión dentro de sus etapas intermedias conlleva a tener una mayor relación de expansión dentro de la turbina, y por tanto una mayor potencia mecánica y efectiva desarrollada por la turbina de gas. Por lo general 2/3 de la potencia generada en la turbina es consumida por el compresor de aire. (Gordillo, 2019)

2.3 Componentes del Ciclo Inferior.

2.3.1 Ciclo Rankine.

El ciclo Rankine se presenta en la figura siguiente en el diagrama T vs s. El vapor sobrecalentado (punto 5) fluye hacia una turbina de vapor, expandiéndose a entropía constante (hasta el punto 6) hasta la salida de la turbina a presión de vacío, ingresando al condensador. El agua de enfriamiento o aire ingresa al condensador, generando el cambio

de fases desde vapor húmedo a líquido saturado (punto 7), desde donde se impulsa el líquido saturado al desareador, en donde se calienta el agua y se recupera el flujo perdido del circuito de generación. Desde el desareador es enviado a través de una bomba de alimentación al caldero acuotubular. Ingresa al economizador (punto 9) antes de continuar en el circuito de vapor por el evaporador y el sobrecalentador. (Cárdenas, 2014)

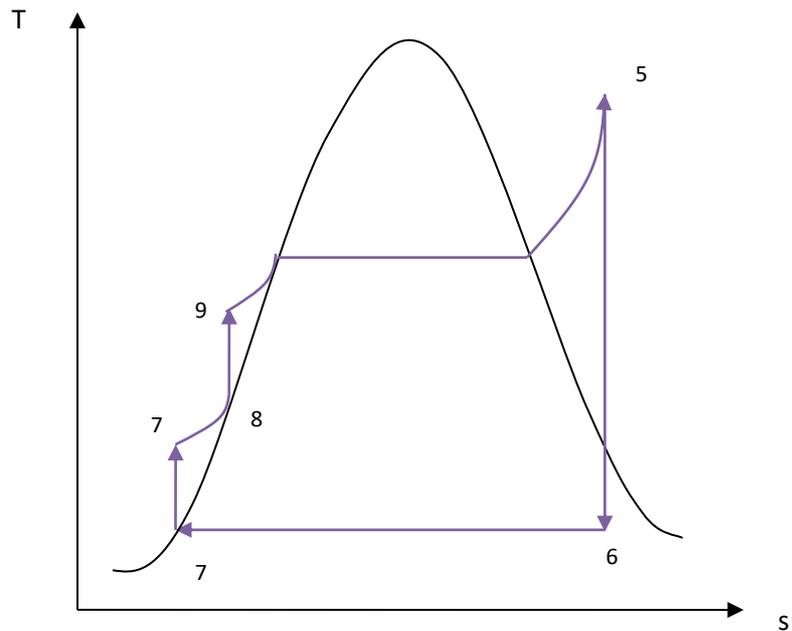


Figura 11 Ciclo Rankine para generación de vapor

Fuente: Elaboración propia (2023)

Las irreversibilidades presentes en el ciclo son:

La fricción que ejercen las paredes de las tuberías con los fluidos de proceso genera caídas de presión lo cual genera una pérdida de carga primaria en función a la rugosidad a lo largo de las tuberías de diverso diámetro y pérdidas secundarias por accesorios (vinculados a las redes de líquido comprimido en el economizador, vapor saturado en el evaporador y vapor sobrecalentado dentro del sobrecalentador. La caída de presión en el condensador es muy pequeña. El agua de alimentación es impulsada a una presión 1,5 o 2 veces la presión del caldero para que pueda ser admitido.

Las pérdidas de calor se presentan en las zonas conformantes al caldero, lo cual puede genera pérdidas de 2%, el cual debe ser compensado con el empleo de lana de vidrio aislante y ladrillo refractario en zonas de mayores temperaturas. (Garrido, 2020)

El rendimiento de planta para un ciclo Rankine, es afectado básicamente en los procesos de intercambio de calor y por la disposición de sus componentes esto significa cruzar las corrientes más calientes de los gases de la combustión con el sobrecalentador y las corrientes más frías de los gases con el economizador. Al generarse un mayor vacío dentro del condensador se consigue una mayor potencia mecánica dentro de la turbina de vapor, pero se generan burbujas de agua líquida presentes en el vapor húmedo, el cual pueden erosionar parte de los alabes de la turbina a gas, con lo cual se recomienda tener un máximo de humedad del 12% en el vapor húmedo. (Garrido, 2020)

Los condensadores de vacío trabajan a presiones entre 7 a 10 kPa con lo cual se debe con sistemas de eyección o bombas de vacío que generan la depresión necesaria a la salida de la turbina de vapor con el riesgo de que al no tenerse una adecuada hermeticidad se genera infiltraciones de aire en el condensador, con lo cual se incrementa la presión y la energía eléctrica de los equipos para contrarrestar la pérdida de vacío. (Garrido, 2020)

A una mayor temperatura de sobrecalentamiento del vapor se conseguirá una mayor entalpia a la entrada de la turbina de vapor y una mayor potencia mecánica generada. Pero está limitada a los valores máximos permitidos de temperatura de los alabes de la primera etapa de la turbina de vapor, el cual oscila entre 540 a 560 °C y de otro modo equivale a tener un mayor consumo de combustible para alcanzar altas temperaturas de vapor sobrecalentado. Por lo tanto, las aleaciones de los materiales deberán estar recubiertas de materiales cerámicos, y a diferencia de las turbinas de gas, deberán estar en condiciones de soportar mayores esfuerzos mecánicos e impactos sobre su superficie en algunos casos a presiones de 100-140 bar. En algunos casos se puede alcanzar valores de presiones de hasta 22 MPa. (Garrido,2020)

Del mismo modo el rendimiento de los generadores de vapor es función del tipo de combustible y del diseño de su quemador, así tenemos que los calderos convencionales se emplean combustibles sólidos como carbón pulverizado o combustibles líquidos como el residual 500, alcanzando rendimientos de hasta 87%. (Garrido, 2020)

Seguidamente se presenta el esquema de equipos del ciclo Rankine.

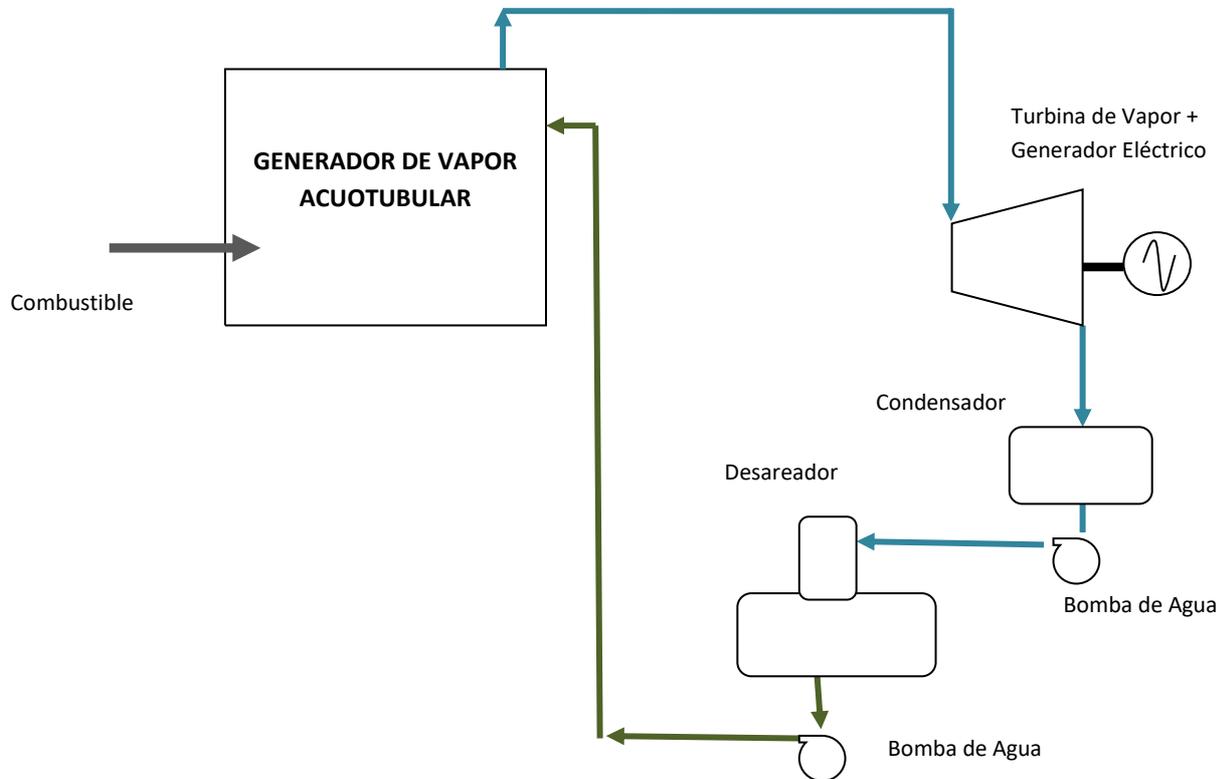


Figura 12 Distribución de equipos de un Ciclo Rankine para generación de vapor

Fuente: Elaboración propia (2023)

2.3.2 Generador de vapor recuperador de calor.

a. Generalidades.

El generador recuperador de calor en sus siglas en inglés HRSG es un equipo térmico isobárico que acopla el ciclo superior e inferior de un ciclo combinado, por medio de un dámper a través del cual los gases salientes de la turbina de gas ingresan al HRSG en flujo contracorriente e indirecto cede su calor sensible al agua y tratada químicamente del circuito de vapor para convertirse en vapor sobrecalentado. Los gases calientes ingresan al HRSG a temperaturas entre 500-550°C y además poseen un alto porcentaje de oxígeno contenido, La temperatura del vapor sobrecalentado esta por lo general 10°C menos que la temperatura de los gases. (Losada, 2017)

El HRSG está conformada por tres superficies de transferencia de calor: economizador, evaporador y sobrecalentador. Se caracterizan por la capacidad de generar vapor sobrecalentado en 2 o 3 niveles de presión a diferencia de los calderos convencionales. Las superficies de transferencia de calor van dispuestas en orden según el nivel de temperatura independiente de la presión de generación. Así tenemos que el sobrecalentador de alta presión entra en contacto la corriente más caliente de los gases, mientras que el economizador de baja presión entra en contacto con la corriente más fría de los gases de combustión. (Fernández, 2014)

La transferencia de calor entre las 2 corrientes fluidas genera un coeficiente global de transferencia que dependerá del coeficiente convectivo parte interna por parte del agua o vapor, el material con lo cual está fabricada las tuberías (en este caso tuberías de acero con aleaciones de aluminio o cromo o titanio sin costura SCH 100-160 por el espesor de las tuberías) y el coeficiente global de transferencia de calor parte externa por parte de los gases de la combustión. La transferencia de calor en los tubos se realiza con cambio de calor sensible o calentamiento en economizadores y sobrecalentadores y transferencia de calor con cambio de fases o ebullición en los evaporadores. Por otro lado, los coeficientes globales de transferencia de calor son elevados con lo cual la transferencia de calor es óptima. Las superficies e transferencia de calor van ubicadas verticalmente, fluyendo el agua-vapor de forma descendente y ascendente por flujo natural, mientras que los gases de la combustión lo cruzan transversalmente. (Fernández, 2014)

Los HRSG generalmente se fabrican horizontalmente, disposición que permiten una mejor distribución de las áreas de transferencia de calor, así tenemos que para un sistema de generación de vapor única, se encuentran con 3 zonas de transferencia de calor, para la generación dual se cuentan con 5 zonas de transferencia de calor y para la generación trial de vapor se cuenta con 7 zonas de transferencia de calor. No se emplean superficies extendidas o aletas por problemas de mantenimiento y limpieza. (Fernández, 2014)

Los HRSG con unidades de generación de vapor compactas y modulares, no requieren mucho tiempo su montaje. Están recubiertas de planchas de metal y cerámico refractario para evitar las pérdidas por transferencia de calor. Las tuberías tienen un estricto control de calidad en su montaje, desde pruebas de tintes penetrantes, pruebas metalográficas y radiográficas y una prueba hidrostática para verificar la hermeticidad de las juntas soldadas. Se someten a tratamientos térmicos para eliminar tensiones que pueden generar roturas. (Fernández, 2014)

El ciclo combinado de nivel de presión única de vapor es la distribución más simple existente. Las superficies de transferencias de calor que la conforman tenemos las siguientes:

- Economizador (EC), es la superficie de transferencia de calor donde se eleva la temperatura del agua desde el estado de líquido comprimido condiciones con las cuales ingresa al economizador hasta alcanzar el estado de líquido saturado con lo que ingresa al evaporador. En agua intercambia calor con la corriente fría de los gases de combustión mediante un proceso de variación de calor sensible. (Méndez, 2016)
- Evaporador (EV), superficie de transferencia de calor formado por domos, cabezales y bancos de tubos, es el líquido saturado ebulle y cambia de estado luego de un numero de viajes a través del evaporador obteniéndose vapor saturado a presión constante. La convección es del tipo natural por diferencia de densidades. El domo tiene compartimientos para el agua y para el vapor seco producido. (Méndez, 2016)

Los domos o tamborines permiten almacenar el agua líquida (comprimida) del vapor (húmedo o saturados). Contiene un conjunto de elementos que aseguran una operación optima sin el peligro de crearse choques térmicos entre ellos. El líquido comprimido ingresa a través de una tubería a través de difusores en la cámara de agua del desareador . También contiene placas deflectoras que evitan que las partículas de agua líquida contenida en el vapor fluyan con esta hacia el sobrecalentador. Cuenta con niveles de seguridad tal como válvulas de seguridad. El control de la humedad del vapor es un parámetro relevante, así como la calidad del agua, por lo cual es recomendable tener una purga continua para eliminar los sólidos disueltos y lodos formados del proceso. (Fernández, 2014)

Otro objetivo del domo es la del control de la calidad del agua, la cual contiene impurezas, las cuales durante el proceso se depositan en la parte inferior del domo formando fango. Se realizan diversos tratamientos químicos y purgas continuas o intermitentes para contrarrestar los posibles problemas derivados de estas impurezas. (Fernández, 2014)

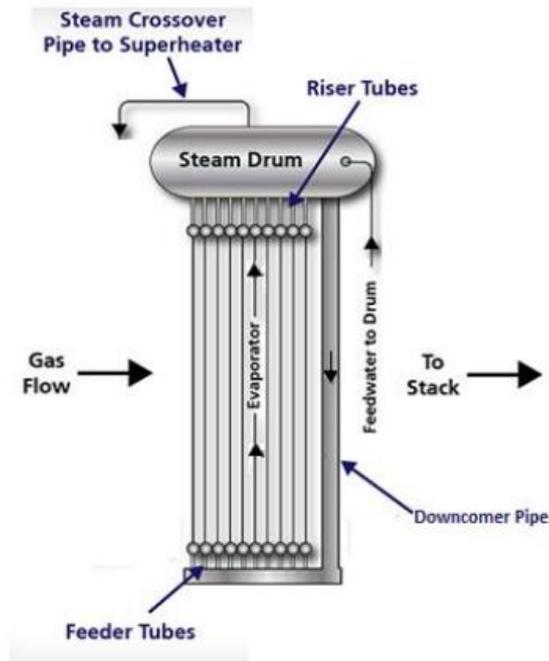


Figura 13 Esquema de un evaporador

Fuente: Fernández (2014)

- Sobrecalentador (SC), es una superficie térmica que está diseñada para que el vapor saturado pase al estado de vapor sobrecalentado. Esta construida para soportar altos esfuerzos térmicos y tensiones en el material a altas presiones. Es un proceso de variación de flujo de calor sensible. La caída de presión se considera despreciable. (Méndez, 2016)

En el siguiente esquema para un ciclo combinado 1x1x1 con presión única de vapor En la Figura siguiente se detalla un ciclo combinado con un nivel de presión. El ciclo superior era conformado por un compresor unido a una turbina de gas, una cámara de combustión y un generador eléctrico síncrono (además de sistemas auxiliares), por otro lado, el ciclo inferior contiene al HRSG, turbina de vapor de un solo cuerpo de

presión acoplado a un generador eléctrico, un aerocondensador, bombas de agua de alimentación y un desareador . El proceso de recuperación de calor en el HRSG acopla los 2 ciclos termodinámicos. (Méndez, 2016)

Los gases de fluyen a través de la turbina de gas circulando dentro del HRSG donde ceden su calor sensible a la primera superficie de transferencia de calor en este caso el sobrecalentador, luego al evaporador ubicado en la parte intermedia y finalmente al economizador ubicado al final del HRSG. Por lo general los gases de la combustión provenientes de la combustión del gas natural pueden ser expulsados a la atmosfera a 110°C. El agua es impulsada desde el desarmador. En este último equipo se repone el agua que se ha perdido a través de las purgas continuas. (Méndez, 2016)

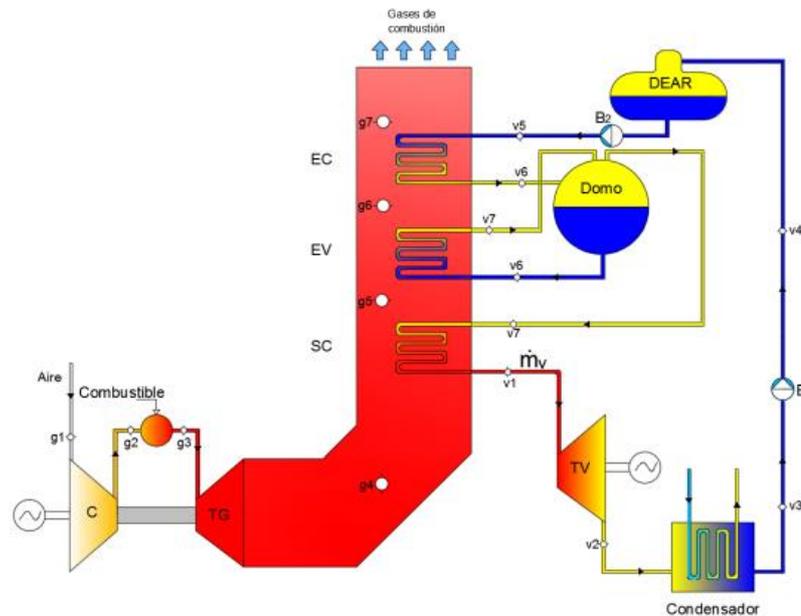


Figura 14 Diagrama esquemático del ciclo combinado con HRSG

Fuente: Méndez (2016)

Posteriormente el vapor sobrecalentado que se encuentra a alta presión y temperatura se expande dentro de la turbina axial de vapor generándose potencia mecánica y la potencia efectiva mediante el accionamiento de un generador eléctrico. Luego el vapor se extrae desde la turbina en estado de vapor húmedo ingresando al aerocondensador o condensador de vacío. Luego de cambiar de estado el agua ingresa al desareador completando el ciclo cerrado. (Méndez, 2016)

Los generadores de vapor recuperadores de calor tienen sistemas SCR Reductor selectivo católico el cual tiene por finalidad la reducción de las emisiones de NOx inferior a 9 ppm (18.2 mg/Nm³) con un contenido en oxígeno del 15 %. Estos sistemas operan en un rango de temperaturas de 300-400°C y por lo general se ubican en la zona del evaporador de alta presión. Los sistemas descritos permiten reducir las emisiones de NOx a valores menores a los normados, con lo cual se convierte en una tecnología que supera al sistema de inyección de agua desmineralizada o vapor en las cámaras de combustión. (Fernández, 2014)

b. Parámetros de diseño.

Se tienen los siguientes:

- Pinch point: Esta referida a la diferencia de temperaturas entre el líquido saturado ingresante a un evaporador con respecto a la temperatura de los gases de la combustión, los cuales deben estar dentro de un rango de 7-10°C, Este valor es la aproximación real más cercana entre dos corrientes fluidas a distintas temperaturas que intercambian energía térmica. Esta diferencia incluye la resistencia térmica de los materiales entre otros factores. (Losada, 2017)

En el supuesto caso de que este valor sea superior al valor óptimo, se considera un desaprovechamiento del calor útil disponible de los gases de la combustión. Su ubicación estará determinada según la presión de generación de vapor del evaporador. Un sistema de presión única cuenta con un solo pinch point, un sistema dual con 2 y un sistema tripartito contara con 3 restricciones de temperatura y son condiciones que deben cumplirse para un diseño óptimo de aprovechamiento de la energía útil disponible. (Gordillo, 2019)

- Approach point: Esta referido al gradiente de temperaturas existentes entre el líquido comprimido saliente del economizador y la temperatura dentro del domo del evaporador. Este valor varía entre 5-10°C por lo general para un proceso normal. Esta diferencia de temperaturas entre ambos equipos es una garantía de que no se generará vapor dentro de un economizador. (Losada, 2017)

Dichos parámetros son representados en la siguiente figura:

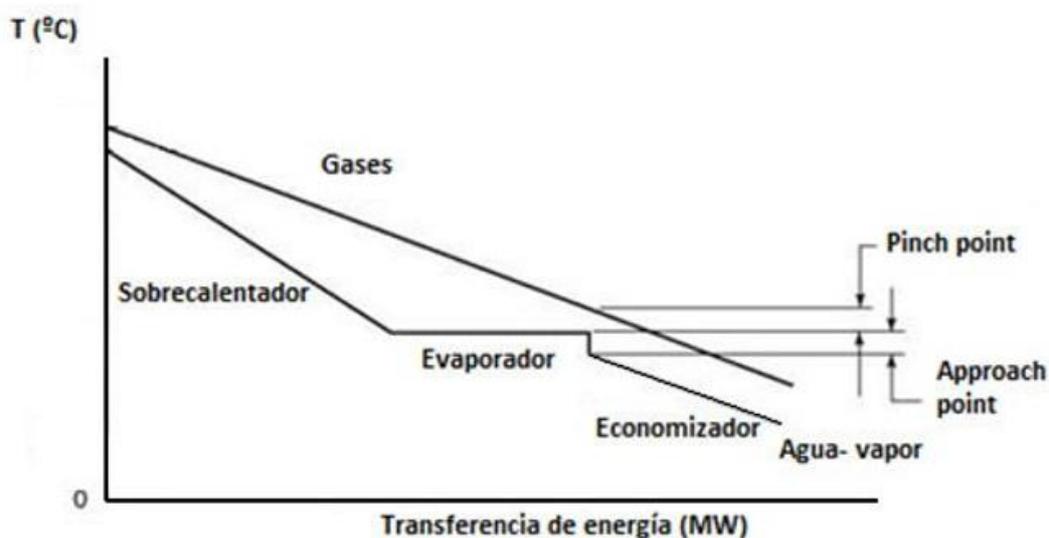


Figura 15 Evolución de la temperatura en la caldera de recuperación de calor

Fuente: Losada (2017)

El diseño interno de los HRSG les permite un máximo aprovechamiento del calor sensible de los gases de la combustión, para ello se requiere realizar pruebas de comprobación en diversos puntos tal como:

La temperatura inicial de los gases de la combustión, el cual debe ser mayor a la temperatura de vapor sobrecalentado, esta última limitada por 560°C.

En el cruce entre el ingreso de líquido saturado al evaporador con los gases de la combustión (la cantidad de veces según los niveles de generación de vapor).

La temperatura de salida de gases de la combustión en función a su valor límite permitido a la atmosfera (que no genere condensados) y con temperatura del agua de alimentación al HRSG. (Guevara, 2019)

La temperatura del vapor está en función de la disponibilidad de los gases de la combustión de tal forma que se alcance el mayor valor de entalpía posible, para ello también la selección adecuada de la presión de generación limitara las condiciones de salida del vapor a la salida de la turbina de vapor, de tal modo que a presiones superiores a 100 bares se cae el riesgo en que luego de la expansión el vapor contenga un elevado porcentaje de humedad, lo cual es perjudicial para los alabes de las últimas

etapas de la turbina de vapor(generación de erosión y abrasión sobre las superficies de los alabes. (Gordillo, 2019)

c. Generación a presión única en un HRSG.

Los primeros diseños para los HRSG fueron los de generación de vapor con presión única, tomando la estructura interna formas similares a los calderos acuotubulares convencionales, los cuales cambiaron a distribuciones ordenadas según la temperatura de la superficie de intercambio de calor. En este caso se empieza a obviar la regeneración y el recalentamiento del ciclo Rankine convencional, al ser innecesarios estos componentes, ya que el flujo de calor sensible suministrado era de desecho proveniente de las turbinas a gas. El ciclo superior lo conforma un central joule Brayton simple abierta, donde se le agrega el flujo de calor proveniente del gas natural y por otro lado un ciclo inferior, Rankine con sobrecalentamiento, que aprovecha el calor sensible de los gases de la combustión. La relación de potencias ciclo superior y ciclo inferior es de 2/1. (Naranjo, 2016)

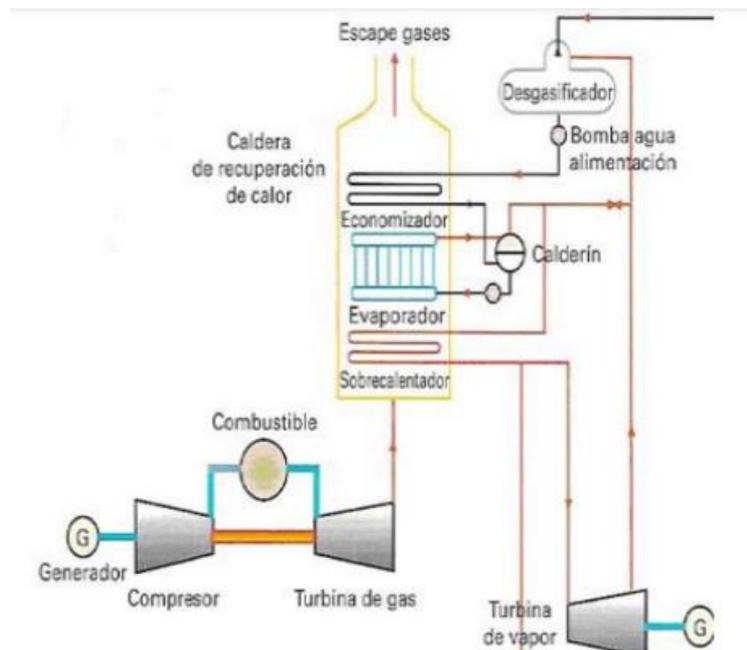


Figura 16 Generación de vapor a presión única en un HRSG

Fuente: Naranjo (2016)

En estos esquemas se empiezan a utilizar los primeros aerocondensadores en reemplazo de los condensadores de superficie, para poder suplir las restricciones de la falta de agua. Dentro de ellas el vapor húmedo cambia de estado, siendo luego

impulsado mediante una bomba de agua hacia el desareador, Dentro del desareador el agua de procesa se mezcla con el agua de reposición y además es precalentada con una corriente de vapor saturado o liquido saturado proveniente del economizador. Luego el agua a una temperatura cercana a los 100°C es impulsada hacia el HRSG. (Guevara,2019)

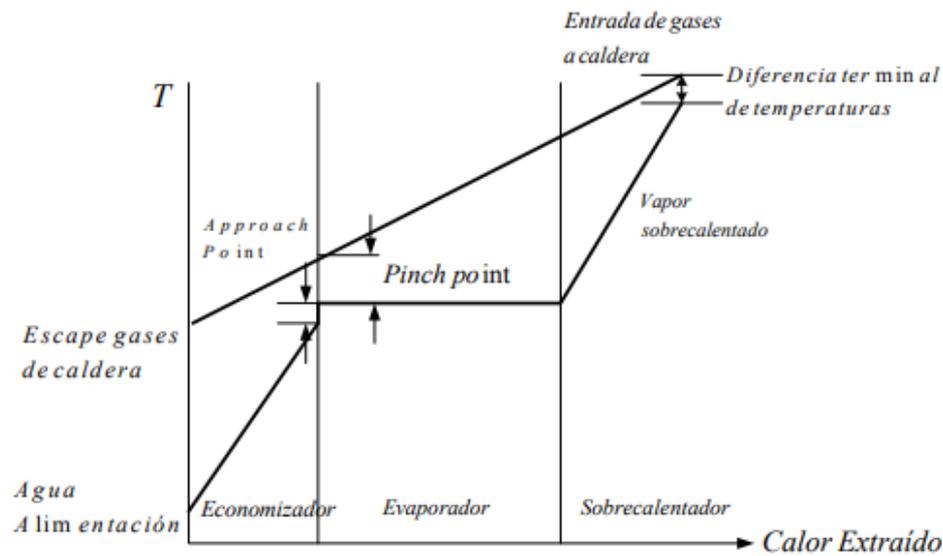


Figura 17 Comportamiento de intercambio de energía en un HRSG con 1 solo nivel de presión

Fuente: Alvarado (2021)

d. Generación dual o doble presión en un HRSG.

A inicio de la década de los 80 se da un impulso a los ciclos combinados con la aparición de una nueva configuración que permite un mejor aprovechamiento del flujo de calor sensible de los gases de combustión. Los sistemas de generación dual o doble nivel de presión se caracterizan por la generación simultanea de vapor a dos niveles de presión en un mismo HRSG, estando acoplados los dos flujos a la entrada del sobrecalentador o recalentador a la presión menor del sistema. Con esto se consigue incrementar la potencia efectiva del ciclo inferior al contarse con dos saltos entálpicos y del mismo modo se consigue obtener a la salida de la turbina de vapor de menor presión con un menor grado de humedad. (Alvarado, 2021)

La diferencia con el arreglo de generación de presión única radica, en que desde el desareador se impulsan dos flujos de agua comprimida a distintas presiones, los

cuales ingresan a dos circuitos distintos dentro del HRSG. Cada circuito de presión este compuesto por un economizador- evaporador- sobrecalentador, en las cuales se generan vapor sobrecalentado a distintos niveles de presión. El flujo masico de vapor expandido dentro de la turbina de vapor de mayor presión se deriva hacia el HRSG donde se une con el vapor saturado generado en el evaporador de baja presión, incrementándose el flujo masico de baja presión el cual se sobrecalienta y genera con el flujo masico de vapor adicionado un extra de potencia efectiva. En algunos casos las temperaturas máximas de ambos circuitos son coincidentes, y en otros son distintos, dependiendo de las presiones seleccionadas para los circuitos de generación de vapor. (Guevara, 2021)

1. Compresor
2. Turbina de Gas
3. Sobrecalentador HP
4. Evaporador HP
5. Economizador HP
6. Evaporador LP
7. Domo HP
8. Domo LP
9. Turbina de Vapor
10. Bypass HP
11. Bypass LP
12. Condensador
13. Bomba de Condensad
14. Tanque desareador
15. Bomba de agua LP
16. Bomba de agua HP
17. Precalentadores

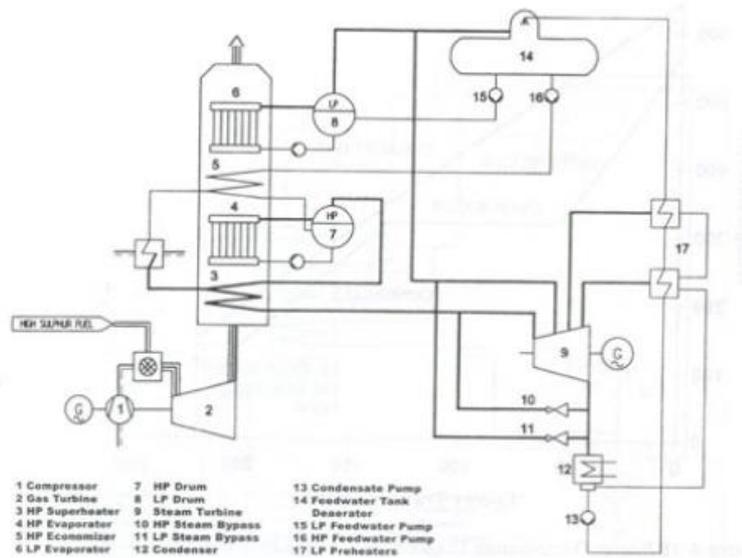


Figura 18 Generación de vapor dual en un HRSG

Fuente: Guevara (2018)

Una fracción del líquido del proceso se destina para el proceso de calentamiento del agua en el desareador, por lo general es liquido comprimido a baja presión. Existen mejoras a esta configuración , como por ejemplo según la figura 18, se puede observar una parte del flujo masico de proceso es extraído del domo hacia una bomba de agua caliente, la cual incrementa su presión e inyectada en el siguiente economizador de alta presión. El vapor saturado generado en el nivel de alta presión se deriva al sobrecalentador de alta presión generándose el vapor de máxima temperatura. Ambos

flujos masicos ingresan a la turbina de vapor generándose la potencia efectiva necesaria. En la figura 19 se presenta el comportamiento de flujos en un sistema dual. Se tienen 5 zonas de transferencia de calor y 2 pinch point como restricción. En la 3 zona de transferencia de calor se encuentran dos superficies de transferencia de calor (economizador de alta presión y el sobrecalentador de baja presión. (Alvarado, 2021)

Otra característica importante es que en la 5 zona de transferencia de calor se encuentran los economizadores de baja presión y una parte del economizador de alta presión, con lo cual este último este compuesto por dos partes, dispuestos en distintas zonas de transferencia de calor debido a sus temperaturas. (Alvarado, 2021)

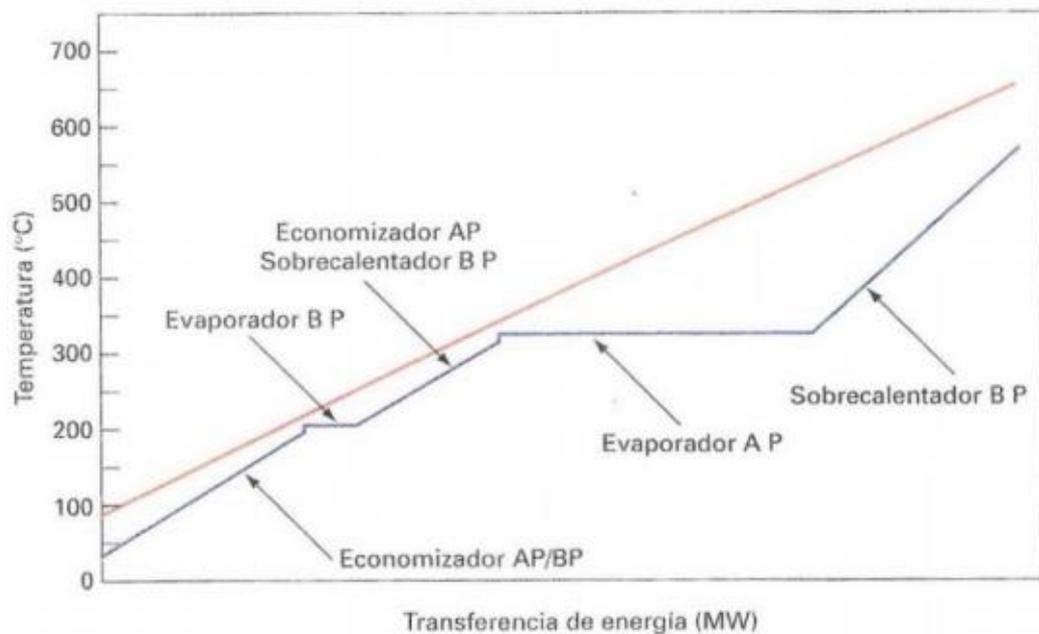


Figura 19 Comportamiento de flujos en un HRSG con presión dual

Fuente: Alvarado (2021)

e. Generación triple o triple presión única en un HRSG.

Las configuraciones con tres niveles de presión permiten un mejor aprovechamiento del flujo de calor sensible dentro del HRSG. Se caracteriza principalmente en la presencia de tres circuitos a distintos niveles de presión y tres flujos masicos de vapor de proceso. El proceso se inicia en el desareador donde por medio de tres bombas de agua de alimentación, se impulsa el líquido comprimido a cada uno de los tres circuitos de presión independientes uno de otro. El vapor sobrecalentado generado en

el circuito de alta presión se expande en una turbina de vapor de alta presión, generándose potencia efectiva, el vapor expandido retorna al HRSG y se mezcla con el vapor saturado generado en el circuito de media presión, sobrecalentándose ambos flujos. El nuevo flujo de vapor a media presión se deriva hacia una turbina de vapor de media presión donde se genera un adicional de potencia efectiva. El vapor de media presión expandido se deriva hacia el HRSG. En esta última etapa según la configuración del HRSG, el vapor expandido de media presión se mezcla con el vapor saturado saliente del evaporador de baja presión, derivándose ambos hacia una turbina de vapor de baja presión. En otros casos los tres flujos se derivan a un tercer sobrecalentador de baja presión, generándose un tercer flujo de vapor sobrecalentado (la totalidad del flujo), expandiéndose luego en una turbina de vapor de baja presión. (Contreras, 2019)

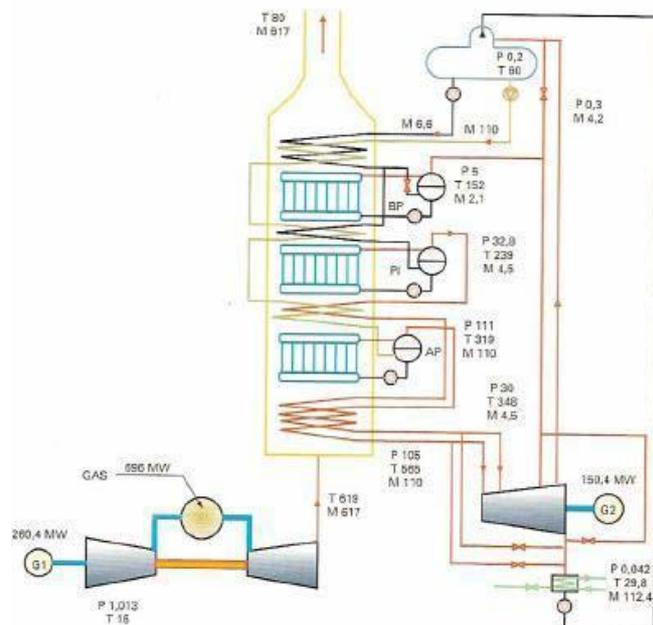


Figura 20 Disposición de equipos en un HRSG con presión trial

Fuente: Naranjo (2016)

Los niveles de presión se seleccionan teniendo en cuenta el cumplimiento de las tres restricciones o pinch point. De tal manera que por lo general la presión de alta se encuentra a valores mayores a 100 bar, mientras que para el valor de la presión intermedia oscila entre 20 a 45 bar, mientras que el nivel de presión más bajo se encuentra por debajo de los 5 bar. Para valores de presión mayor y para el vapor

saturado se incrementa la temperatura de saturación, con lo cual se reduce la generación de vapor, y con ello la eficiencia del HRSG. (Contreras, 2019)

Los flujos masicos para cada circuito de presión son variables inicialmente se tenían valores de hasta 82% del flujo masico total en el nivel de alta presión, de hasta 20% para el circuito de media presión y menor a 10% para el circuito de baja presión, en la actualidad de distribución de flujos ha variable según el diseño. (Contreras, 2019)

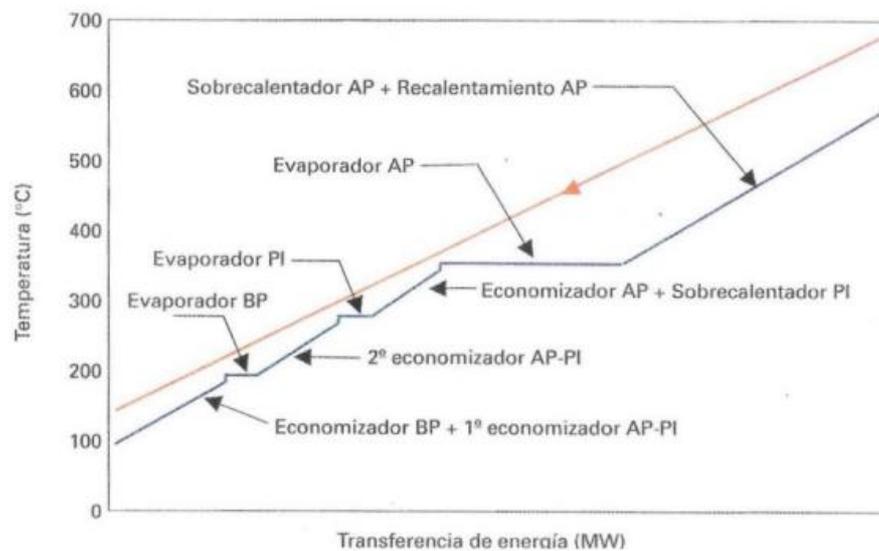


Figura 21 Comportamiento de flujos en un HRSG con presión trial

Fuente: Alvarado (2021)

Cuando el vapor se sobrecalienta en el 2 o 3 nivel de presión se asume que el vapor se recalienta, según una correcta denominación termodinámica, el recalentamiento del tercer nivel de presión permite aumentar la calidad del vapor húmedo a la salida de la turbina de vapor, el recalentamiento provoca una variación en la geometría de la turbina de vapor en dos cuerpos de distintas características. El vapor sobrecalentado se expande en la turbina de alta presión hasta una presión intermedia ingresando nuevamente al HRSG y combinarse con el vapor procedente del evaporador de media presión. Por lo general ambas temperaturas son iguales los circuitos de alta y media presión. En mayor parte de las configuraciones de ciclo combinado se emplea el recalentador de media presión. (Contreras, 2019)

Realizando un análisis energético se determina que es eficiente el diseño cuando más alta sea la presión del circuito de alta presión. Esto permite desplazar hacia la izquierda a todas las líneas de expansión generando mayores saltos entálpicos. Por lo general se considera que el punto de ingreso del recalentamiento ocurre en el puro de saturación de media presión en un calentador abierto antes de ingresar al sobrecalentador de media presión. (Contreras, 2019)

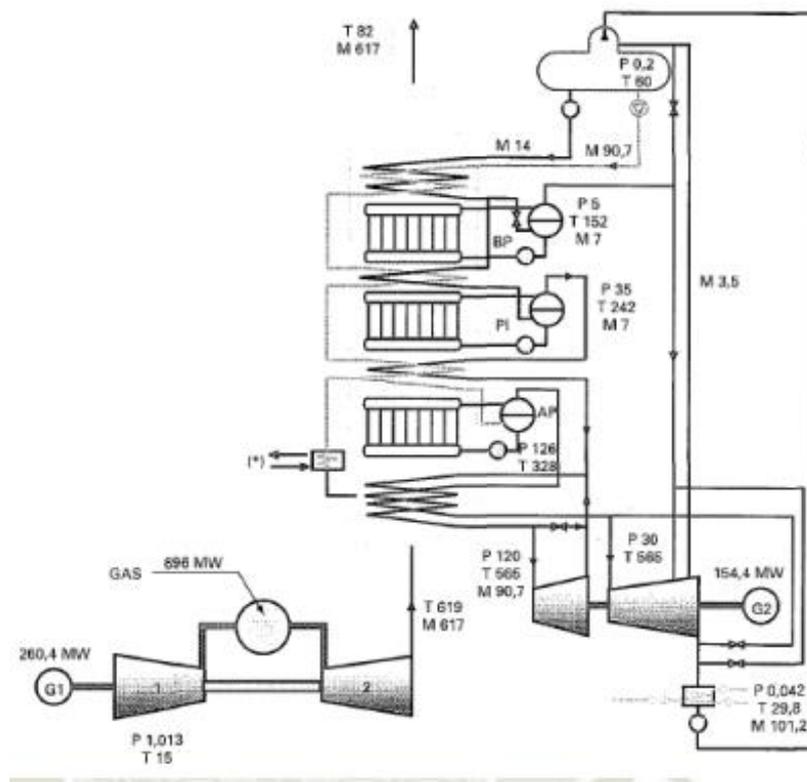


Figura 22 Comportamiento de flujos en un HRSG con presión trial con recalentamiento

Fuente: Contreras (2019)

2.3.3 Turbinas de vapor.

Son turbomáquinas térmicas rotativas de configuración axial formado por un conjunto de tapas formados por alabes móviles y fijos, en donde el vapor sobrecalentado cede su energía cinética de rotación. Las turbinas de vapor están compuestas por etapas de acción tipo cutis o etapas de reacción tipo reateu y Parsons, dentro del cual el vapor realiza diversas acciones sobre la turbina. En los escalonamientos de acción (la presión al ingreso y salida de los alabes permanecen con un valor constante) o de reacción (la presión a la

entrada es mayor a la presión a la salida). Poseen rendimientos que alcanzan el 90% para turbinas modernas y sus aplicaciones están principalmente en la generación de energía y también en la propulsión naval de embarcaciones de propulsión nuclear.(Chivata y Londoño, 2014)

Se enumeran las principales características de la turbina de vapor:

- La potencia mecánica generada es ilimitada, de tal manera se tienen turbinas de vapor de hasta 1 600 MW y de alabes con 1,9 metros de longitud, valores muy superiores a otros motores primos (por ejemplo los MCI se construyen hasta 40 MW).
- La potencia específica generada MW/Ton de peso o MW/m³ de volumen es 10 veces mayor a los valores de potencia específica de los motores de combustión interna.
- Presentan un alto valor de disponibilidad, confiabilidad y mantenibilidad,
- Son ideales para operar como unidades de base en los sistemas de generación debido a que son lentas en su rampa de arranque y lento en variación de carga por su gran peso.
- El costo unitario de instalación es variable con valores entre 800- 1 200 U\$/kW instalado lo cual incluye el montaje y pruebas de puesta en marcha. (Chivata y Londoño, 2014)

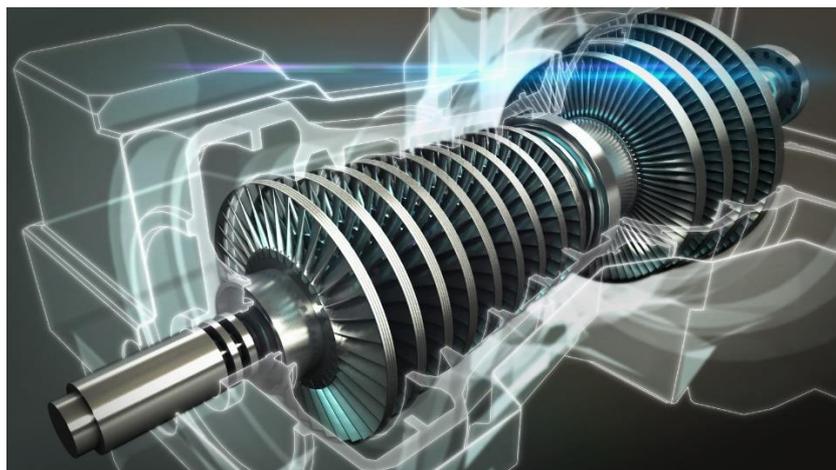


Figura 23 Esquema de una turbina de vapor

Fuente: Khamlichi (2018)

2.3.4 Unidad de condensación.

Los aerocondensadores son equipos térmicos de contacto indirecto y flujo cruzado que permiten la condensación del vapor húmedo al estado de líquido saturado mediante el intercambio de calor con aire impulsado por un conjunto de ventiladores de tiro inducido. Ante la problemática surgida por los escasos de agua, se optó por reemplazar los condensadores de superficie por aerocondensadores. En este caso el vapor húmedo saliente de la turbina de vapor se hace circular a través de un conjunto de tuberías con superficies extendidas en forma de “V” invertidas en ángulos de 60, 90 y 120°C. El aire es impulsado por medio de un conjunto de ventiladores axiales ubicados en la parte superior de los aerocondensadores, las tuberías están fabricadas de tuberías de alto coeficiente de conductividad. El aire de enfriamiento absorbe el calor latente de la condensación de vapor e incrementa su temperatura durante la condensación. El condensado se recupera dentro del aerocondensador y se conduce a través de una bomba de condensados hacia el tanque desareador. (Bravo, 2021)

El aerocondensador, es un sistema similar a un radiador de un automóvil ubicado horizontalmente formado por grupos de paneles por donde fluye el vapor húmedo. El aire es tomado desde la atmósfera a temperatura ambiental, y es recomendable ante la falta de legislaciones en países, que el incremento de temperatura sea en promedio 12 °C, con la finalidad de no dañar el ecosistema. La condensación se inicia cuando el vapor húmedo a baja presión fluye impulsado por el vacío provocado por un eyector o una bomba de vacío. El mismo cuenta con ventiladores de tiro inducido que impulsan el flujo de aire a través del aerocondensador. (Bravo, 2021)

En el aerocondensador el vapor húmedo saliente de la turbina de vapor, cambia de fase variando su calor latente, empleando para ello aire a condiciones ambientales del lugar. El vapor húmedo proveniente de la turbina, entra a un distribuidor ubicado en la parte superior de la estructura del aerocondensador. Luego, el vapor húmedo es distribuido a través del grupo de haces de tuberías las cuales presentan superficies extendidas, arreglados en una estructura de techo con una configuración en V invertida. (Bravo, 2021)

El vapor húmedo en proceso de condensación fluye dentro de los tubos, el vapor húmedo se condensa por efecto de la menor temperatura del aire ambiental. El aire circula sobre la superficie exterior de las aletas de los tubos impulsados por ventiladores axiales a baja presión, localizados sobre la parte inferior de la estructura del aerocondensador. (Bravo, 2021)

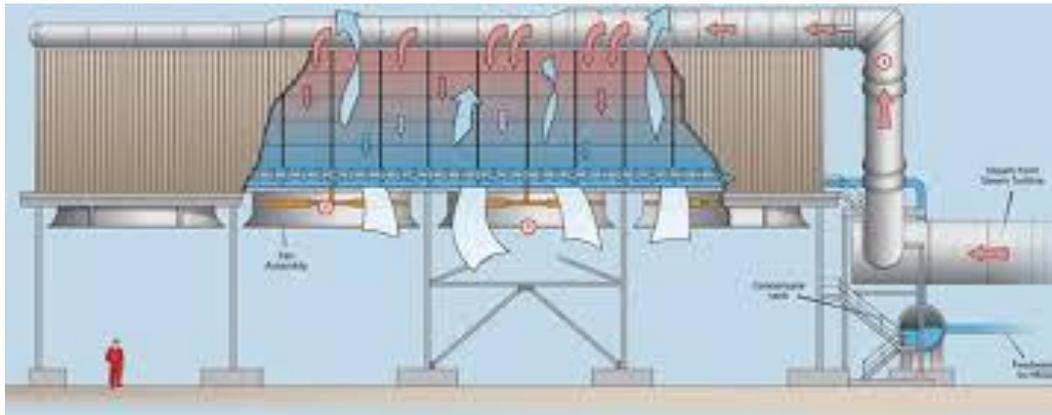


Figura 24 Esquema de un aerocondensador

Fuente: MACCSol (2021)

2.3.5 Desareador.

El desareador o degasificador tiene por objetivo la eliminación de los gases contenidos dentro del agua de alimentación que se envía al HRSG, especialmente el oxígeno y el dióxido de carbono, estos últimos componentes generan corrosión sobre las superficies de transferencia de calor. La mayor parte de fabricantes recomiendan la reducción del grado de concentración de O_2 a menos de 7 ppm con la finalidad de evitar las picaduras sobre la superficie de las tuberías y la consiguiente formación de óxidos. Es recomendable seguir aplicando métodos de inhibición de la corrosión agregando aditivos anticorrosivos dentro del HRSG. (Fernández, 2014)

La desgasificación consiste en aprovechar la solubilidad del agua la cual disminuye con el incremento de la temperatura del agua, por lo cual es recomendable tener una temperatura de $100^{\circ}C$ dentro del desareador. Del mismo modo van ubicados por lo menos a 11 metros sobre el nivel del suelo, para aprovechar la columna de agua antes de su ingreso a la bomba de alimentación de agua. (Fernández, 2014)

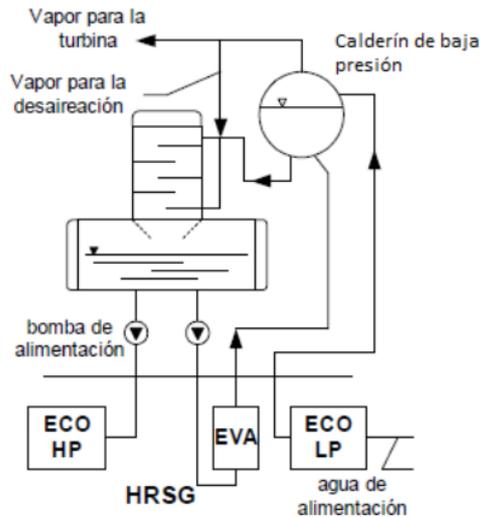


Figura 25 Ubicación del desaireador

Fuente: Fernández (2014)

El desaireador emplea otros principios físicos como el incremento del periodo de residencia del agua de alimentación o la relación superficie/volumen con lo cual se mejora el desempeño del proceso de intercambio de calor y en el balance de masas. El degasificador cuenta con un conjunto de bandejas para el intercambio de calor de los gases expulsados con el agua de alimentación entrante y de pulverizadores para el ingreso del condensado recuperado. (Fernández, 2014)

2.4 Desempeño de Centrales Termoeléctricas.

2.4.1 Indicadores de desempeño.

Los indicadores de desempeño de generación de energía, son expresiones empleadas con la finalidad de monitorear, controlar y/o supervisar las variaciones referentes al desempeño de la energía, y del mismo modo permiten la reducción de pérdidas energéticas esto a partir de definir metas y objetivos energéticos los cuales son conseguidos mediante planes de acción y estratégicos de corto, mediano y largo plazo, consiguiendo mantener elevados niveles de eficiencia energética, estos pueden representarse como la comparación entre dos variables intervinientes en el proceso analizado. (Alvarado, 2021)

Los indicadores de desempeño energético de presentan las siguientes características en su operación:

Debe basarse en información confiable.

Estar sustentado en información específica relacionada al proceso/sistema y el tiempo.

Permite medir la variación de las condiciones analizadas en función del tiempo.

Facilitar observar de cerca los resultados de iniciativas o acciones. (Alvarado, 2018)

El Rendimiento específico también conocido como Heat Rate o Tasa de Calor (H.R), es un indicador de desempeño que permite la evaluación del desempeño de las centrales termoeléctricas, y se obtiene al comparar el flujo de combustible con la potencia efectiva. (Robles y Valera, 2022)

$$\text{Rendimiento Especifico (HR)} = \frac{\text{Flujo masico de combustible}}{\text{Potencia efectiva}} \dots \dots \dots (4)$$

Se demuestra que el mejor desempeño se consigue cuando el rendimiento específico alcanza el menor valor, así por ejemplo, para una Central Termoeléctrica con un valor de 8,7 MMBTU/MWh y otra con un valor de rendimiento específico de 8,9 MMBTU/MWh, la primera central tendrá el mejor desempeño.

Se presenta el comparativo de Heat Rate entre una central de Ciclo combinado y otra con ciclo simple, ambas operando con gas natural.

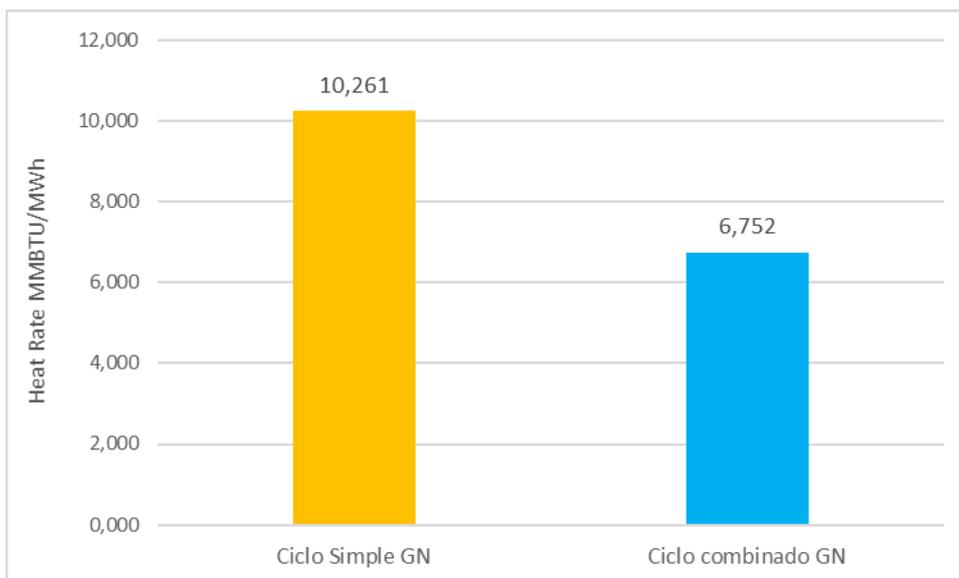


Figura 26 Comparativo entre rendimientos específicos entre ciclo simple y ciclo combinado

Fuente: Alvarado (2021)

La tasa de calor de una central energética es una cantidad que refleja la cantidad de combustible requerida para generar una unidad de energía eléctrica. La tasa de calor es un medio para medir el desempeño de una planta de energía respondiendo a la pregunta "¿cuánto combustible se requiere para generar un kWh de electricidad?. Para los mercados eléctricos donde las unidades térmicas están en el margen, las fluctuaciones en los precios de la energía a menudo pueden explicarse por dos factores: el costo del combustible y la tasa de calor marginal de la planta de energía . La unidad marginal es la última unidad que debe utilizarse para atender las cargas de los clientes durante cualquier período de tiempo. Debido a que las centrales eléctricas generalmente se despachan en función del menor costo, la última unidad que se encienda será la unidad con el costo operativo variable más alto. Y como generalmente nadie quiere vender su energía por menos del precio de las alternativas competitivas, la unidad marginal fija el precio de mercado. (Energy KnowledgeBase, 2021)

Las instalaciones recientes de bloques de energía de ciclo combinado de gas natural, que son conjuntos de generadores que funcionan juntos recuperando el calor residual de las turbinas de combustión y lo utilizan para generar vapor que alimenta una o más turbinas de vapor, demuestran tasas de calor más bajas y mayor capacidad. El factor de capacidad (la relación entre la salida real de un generador y su salida máxima durante un período de tiempo) es una métrica que indica la frecuencia y la duración del despacho del generador. La tasa de calor es la relación entre la energía consumida (en unidades térmicas británicas) y la generación (en kilovatios-hora [kWh]) y es una medida de la eficiencia de generación. Los generadores que son más eficientes usan menos combustible y tienden a funcionar con factores de capacidad más altos debido a su menor costo de operación. (McGrath, 2020)

Las mejoras tecnológicas en turbinas y generadores de vapor han resultado en una disminución de las tasas de calor de operación para los generadores de ciclo combinado a lo largo del tiempo. Debido a que los bloques de energía de ciclo combinado tienen tasas de calor más bajas y, por lo tanto, son más eficientes que otros tipos de generadores, se pueden enviar con más frecuencia porque su operación es rentable incluso cuando los precios mayoristas de electricidad son comparativamente bajos. (McGrath, 2020)

Las turbinas de gas presentan variaciones en su desempeño con relación a sus condiciones de presión y temperatura, y la altitud. Por ejemplo, la temperatura del aire es una condicionante para la operatividad del compresor, debido a ello se refrigera la temperatura del aire hasta valores cercanos a 10°C. Por otro lado, la altitud afecta a la presión del aire, la cual disminuye con efecto de la altitud. La potencia efectiva de las turbinas de gas y el flujo de aire incrementan al decrecer la temperatura ambiente. Los mecanismos de control de las turbinas de gas limitan la producción en función a la temperatura de la combustión la cual produce que la temperatura de los gases de escape decrezca al disminuir la temperatura del medio exterior. (Mendoza, 2002)

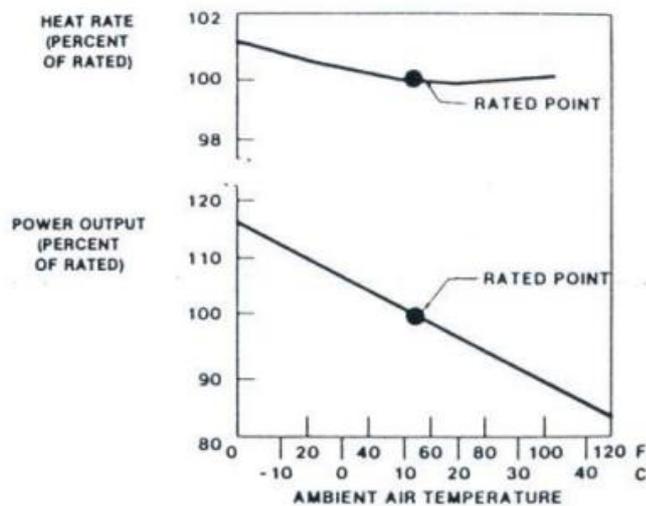


Figura 27 Variación de la performance de sistemas de potencia con temperatura ambiental

Fuente: Mendoza (2002)

Las características del performance de las turbinas de gas que afecta al desempeño del ciclo combinado es la potencia específica. La potencia específica es aquella potencia efectiva desarrollada por el generador de la turbina por unidad de flujo de aire. El rendimiento del ciclo combinado incrementa con la potencia desarrollada por las turbinas, básicamente es función del exceso de aire ingresante en la cámara de combustión, la cual brinda el flujo masico de gases de la combustión para el proceso de expansión, cuando las temperaturas de entrada y salida a la turbina se encuentran fijas. Por otro lado, la tasa de calor tiene influencia del flujo masico de combustible y la potencia efectiva desarrollada. (Mendoza, 2002)

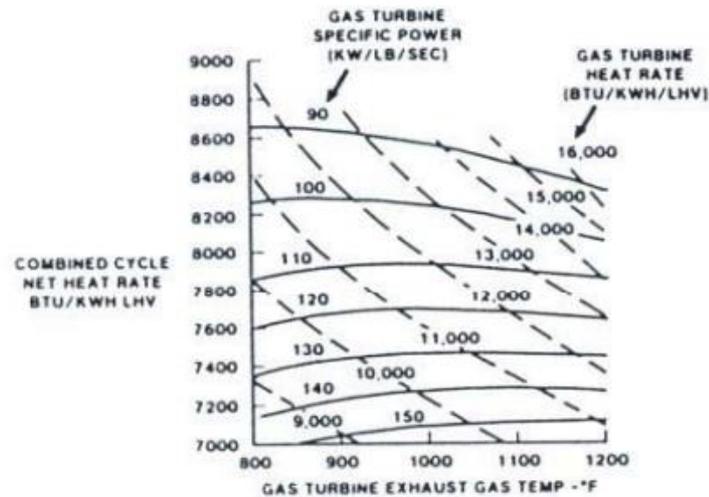


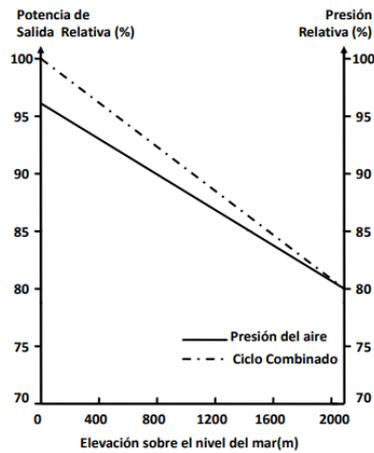
Figura 28 Efecto del desempeño de turbinas de gas en el desempeño de centrales de ciclo combinado

Fuente: Mendoza (2002)

2.4.2 Efectos ambientales sobre su operación.

Las centrales termoeléctricas con ciclo combinado son sensibles a la variación de la densidad del aire, a la humedad relativa y la temperatura ambiental, afectando en distintas medidas a la potencia que genera la central de energía. Se provoca una desviación de los parámetros operativos con los parámetros ISO de diseño, los cuales son 15°C, 60 % humedad, 1.013 bar de presión ambiente. Por ejemplo, un incremento del grado de humedad relativa, genera tener una menor masa de aire entrante al compresor luego de su paso por los filtros y de los sistemas de secado del aire. (Sepúlveda, 2011)

Presión(altura): Las turbinas a gas se diseñan para operar a presión ambiental de 1.013bar, o lo que es 0 msnm. Al variar la altitud la densidad del aire disminuye por lo tanto este último se enraca con o cual un mejor flujo de aire ingresa al compresor afectando a la potencia efectiva de las turbinas a gas. El efecto se aprecia en la figura 29, el cual es considerable, este efecto deberá corregirse durante la etapa de diseño de la central. (Sepúlveda,2011)



(a) Presión ambiente.

Figura 29 Efecto de la presión en una turbina a gas

Fuente: Sepúlveda (2011)

Humedad: El efecto de la humedad es menor sobre la eficiencia del ciclo combinado, afectando significativamente al ciclo de vapor en centrales que poseen torres de enfriamiento. Esto se debe a que la humedad relativa está relacionada al vacío del condensador, el cual influye sobre la temperatura de salida del vapor de la turbina, cumpliéndose que a menor humedad aumenta el vacío del condensador. El rango de variación del rendimiento y potencia de salida del ciclo combinado es menor al ± 1 %. (Sepúlveda,2011)

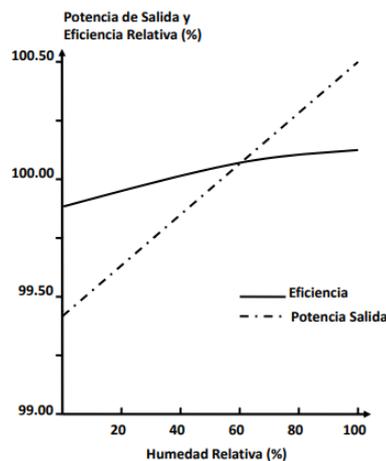


Figura 30 Efecto de la humedad en una turbina a gas

Fuente: Sepúlveda (2011)

La temperatura ambiental tiene un efecto sobre la eficiencia y la potencia efectiva del ciclo combinado, afectando significativamente sobre el desempeño de la turbina a gas y en menor medida a la turbina de vapor. Al incrementarse la temperatura ambiental la densidad del aire disminuye, con lo cual existe menos oxígeno disponible por unidad de volumen de aire, lo cual impacta sobre la combustión. Esto se resolverá al aumentar el flujo masico de combustible y el aire para no perder la potencia generada en condiciones normales, con lo cual el heat rate decae aumentando su valor por efecto del combustible adicional agregado. La reducción de la densidad también impacta sobre el desempeño dentro del compresor, el cual para mantener las mismas condiciones de generación deberá captar un mayor flujo de aire consumiendo una mayor potencia mecánica generada por la turbina a gas. (Sepulveda,2011)

Otro efecto de la temperatura de ingreso al ciclo superior es que al incrementarse o disminuirse influyen directamente sobre la temperatura de los gases de escape de la turbina a gas, los que suben su temperatura al aumentar la temperatura ambiente, mejorando la eficiencia de la turbina a vapor. En la figura se ilustra la variación de la eficiencia relativa (eficiencia real con respecto a la eficiencia de diseño) en relación a la temperatura del medio ambiente. La turbina a gas tiene un rango de variación de la eficiencia relativa de $\pm 4\%$ y la turbina a vapor un rango de $\pm 1\%$, para una temperatura que oscila entre -10°C y 30°C . Del mismo modo se muestra la variación de la potencia relativa (potencia con respecto a la potencia máxima nominal) según la temperatura ambiental. Se puede observar que ésta posee un rango de variación de $\pm 15\%$ cuando la temperatura oscila entre -10°C y 30°C . (Sepulveda,2011)

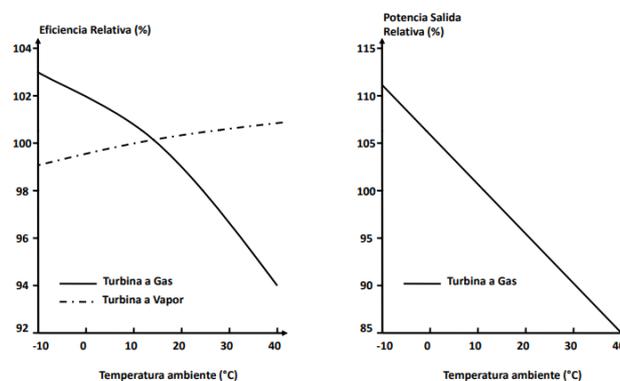


Figura 31 Efecto de la temperatura ambiente

Fuente: Sepúlveda (2011)

3. Capítulo III: Material y Método

3.1 Material:

3.1.1 Sustancias.

Gas Natural.

La principal razón del alto desempeño y rendimiento de las centrales de ciclo combinado es debido al empleo del gas natural, combustible disponible en grandes cantidades en muchos lugares del mundo. El gas natural es un hidrocarburo formado por la mezcla de hidrocarburos en fase gaseosa luego de acumulaciones subterráneas naturales, denominadas reservorios. El metano (CH₄) es su principal componente, aunque su composición puede incluir cantidades variables de otros hidrocarburos y de sustancias como agua o dióxido de carbono. El gas natural es tratado en plantas donde se separan el gas seco y los líquidos del gas natural, mediante procesos de refrigeración y de presión.

El gas natural técnicamente es el combustible ideal para las turbinas a gas, ya que por carecer de contaminantes, es el único combustible hidrocarburo capaz de impactar los álabes de las turbinas de gas sin crear problemas metalúrgicos. Similarmente desde el punto de vista ecológico, el gas se constituye en el combustible ideal ya que conlleva las más reducidas emisiones contaminantes; de hecho no hay SO₂ y la emisión de CO₂ es la mitad de la que sería emitida al medio ambiente si se empleara petróleo residual y tres veces menor cuando se le compara con la cantidad emitida si se empleara carbón mineral.

Seguidamente se presentan las propiedades del gas natural.

Su poder calorífico inferior es igual a 35 988 kJ/m³ (Calidda Gas Natural) , densidad 0,7423 kg/m³ y un factor de equivalencia de 28 m³= 1 MMBTU. (Rojas, 2021)

Por lo dispuesto en el artículo 6 del Decreto Supremo N° 016-2000-EM, y sus modificatorias, se tomará como precio del gas natural del mercado interno para los fines a que se refiere el inciso c) del artículo 124 del RLCE, lo siguiente: Para las centrales que operen con gas natural de Camisea, el precio a considerar debe ser determinado tomando como referencia el precio efectivamente pagado del gas de Camisea más el noventa por ciento del costo del transporte y de la distribución, según corresponda. El precio del Gas Natural es 3,4533 U\$/MMBTU. (Informe Técnico que Sustenta la Fijación de Precios en Barra- Periodo mayo 2022 - abril 2023

3.1.2 Información de planta.

Se presenta la siguiente información marco de planta.

Tabla 1 Datos marco de planta

DATOS REFERENCIALES	
La Resolución Ministerial N° 011-2009-MEM/DM, se otorga a favor de DUKE ENERGY EGENOR S. EN C. POR A. la autorización para desarrollar la actividad de generación de energía eléctrica en las instalaciones de la “Central Térmica Las Flores”, con una potencia instalada de 183,6 MW. Con R.M N° 160-2014-MEM/DM, se aprobó la transferencia de la autorización para desarrollar la actividad de generación de energía en las instalaciones de la CT Las Flores, que efectúa DUKE ENERGY EGENOR S. a favor Kallpa Generación S.A. Puesta en operación comercial 27.05.2010.	
UBICACION	
Departamento/Provincia/Distrito	Lima/Cañete/Chilca
Altitud	37 msnm
DATOS DE LA CENTRAL	
Potencia efectiva	183,6 MW
Tipo de central	Central Termoeléctrica ciclo simple
Combustible	Gas natural
DATOS DE LA TURBINA	
Marca/Serie/Modelo	Siemens/ GT378237/ SGT6-5000-FD3X
Unidad	1 del tipo Heavy Duty
Etapas del compresor	16
Etapas de la turbina	4
Velocidad	3 600 rpm
DATOS ELECTRICOS	
Marca del generador	Siemens enfriado por aire
Potencia nominal del generador	226,4,4 MVA
Tensión del generador	16,5 kV
Corriente del generador	7 907 amperios
Factor de potencia	0,85
Potencia nominal transformador	25 MVA
Relacion de transformador	16,5/220 kV

Fuente: Elaboración propia con información de Osinergmin.



Figura 32 Vista lateral Central Termoeléctrica Las Flores Ciclo Simple

Fuente: Empresa Rumbo Minero (2020)

Tabla 2 Condiciones ambientales de calculo

Parámetro	Valor
Temperatura	20 °C
Presión	100,83 kPa.
Humedad relativa	89,5 %

Fuente: HAMEK (2022)

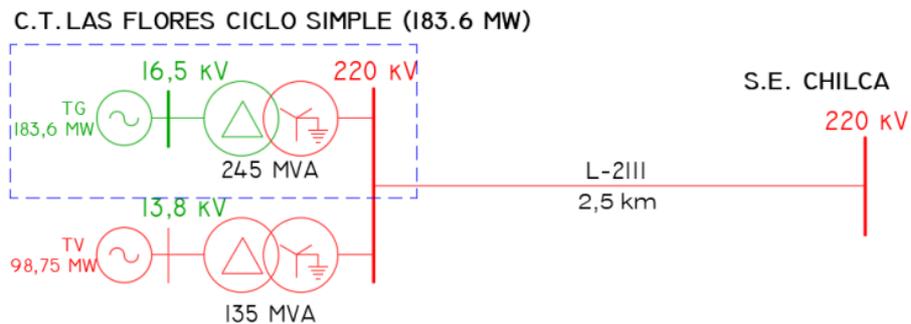


Figura 33 Diagrama unifilar Central Termina las Flores

Fuente: Osinergmin (2022)

Tabla 3 Resultados de Ensayo de Potencia Efectiva

Parámetro	Valor
Potencia	187,68 MW
Flujo de combustible	49,42 m ³ /h
Eficiencia	37,98 %

Fuente: HAMEK (2022)

3.2 Método.

3.2.1 El presente trabajo de investigación es del tipo pre-experimental, de naturaleza descriptiva.

3.2.2 El diseño de la investigación pre- experimental se utiliza para establecer una relación entre la causa y el efecto de una situación. Es un diseño de investigación donde se observa el efecto causado por la variable independiente sobre la variable dependiente.



O1: Rendimiento específico (condición inicial: central termoeléctrica Las Flores operando como ciclo simple).

O2: Indicadores de generación (condición final: central termoeléctrica Las Flores operando como ciclo combinado).

X: Conversión de central termoeléctrica Las Flores a ciclo combinado.

G.E: Central Termoeléctrica Las Flores. Ciclo Simple.

3.2.3 Metodología de cálculo:

Se presenta la siguiente secuencia del cálculo para obtención de resultados y discusión realizado en el presente informe:

a. Balance de energía en ciclo inferior.

- Teniendo en cuenta las figuras N° 6 y 7 se presentan las ecuaciones a emplearse en el ciclo joule Brayton simple abierto.
- En el compresor axial.

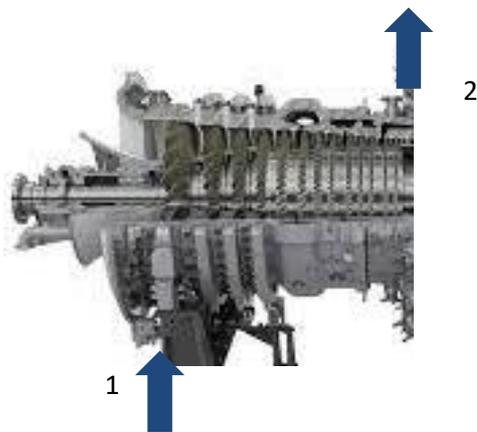


Figura 34 Balance de energía en el compresor

Fuente: Elaboración propia

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \dots \dots \dots (4)$$

$$T_{2R} = T_1 + \frac{(T_2 - T_1)}{\eta_c} \dots \dots \dots (5)$$

$$P_c = \dot{M}_a * C_{p_a} * (T_{2R} - T_1) \dots \dots \dots (6)$$

Donde:

T_1 es la temperatura del aire ingresante al compresor.

T_2 es la temperatura ideal del aire saliente del compresor.

K es el coeficiente politrópico del aire

T_{2R} es la temperatura real del aire saliente del compresor.

η_c es la eficiencia del compresor

C_{p_a} es el calor especifico a presión constante del aire.

\dot{M}_a es el flujo masico del aire circulante por el compresor.

P_c es la potencia consumida por el compresor, para comprimir el aire.

- En la cámara de combustión.

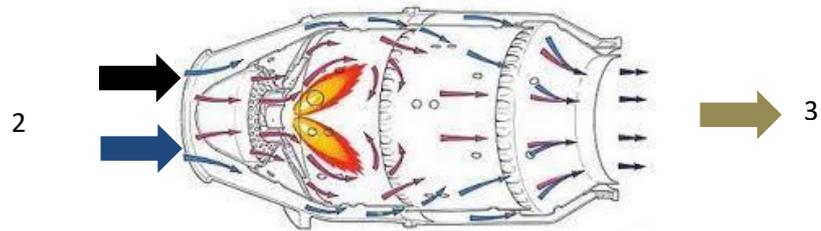


Figura 35 Balance de energía en la cámara de combustión

Fuente: Elaboración propia

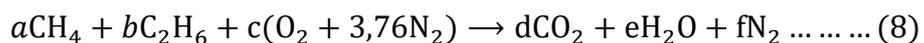
$$\frac{T_3}{T_1} = \theta \Rightarrow T_3 = T_1 * \theta \dots \dots \dots (7)$$

Donde:

T_3 es la temperatura saliente de los gases de la combustión saliente de la cámara de combustión.

θ es el valor del límite metalúrgico de la cámara de combustión.

La combustión de un hidrocarburo general C, H, en aire. Si se acepta que existe exactamente el oxígeno suficiente para reaccionar químicamente con el combustible presente, es decir, que se tienen presentes cantidades estequiométricas de combustible y de oxidante, la reacción de combustión se escribe:



Con la ecuación estequiométrica balanceada. Determinamos la relación estequiométrica aire/combustible teórica para el gas natural es:

$$R_{\frac{a}{c}t} = \frac{c(1 + 3,76)}{(a * 1) + (b * 1)} \dots \dots (9)$$

$$R_{\frac{a}{c}r} = R_{\frac{a}{c}t} * \left(1 + \frac{\%e}{100}\right) \dots (10)$$

Donde:

$R_{\frac{a}{c}r}$ es la relación aire combustible real.

$\%e$ es el porcentaje de exceso de aire de la reacción.

Del mismo modo:

$$\dot{M}_a = R \frac{a}{c} * \dot{M}_c \dots \dots (11)$$

Donde:

\dot{M}_c es el flujo masico del combustible.

Aplicando la ecuación de continuidad en la cámara de se demuestra que:

$$\dot{M}_g = \dot{M}_c + \dot{M}_a \dots \dots (12)$$

Donde:

\dot{M}_g es el flujo masico de los gases de la combustión.

- En la turbina de gas.

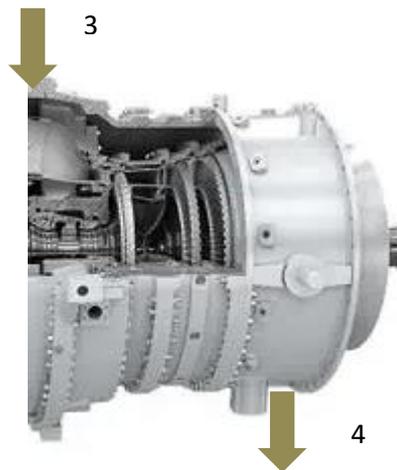


Figura 36 Balance de energía en la turbina a gas

Fuente: Elaboración propia

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{kg-1}{kg}} \dots \dots \dots (13)$$

$$T_{4R} = T_3 - ((T_3 - T_4) * \eta_{TG}) \dots \dots \dots (14)$$

$$P_{TTG} = \dot{M}_g * C_{p_g} * (T_3 - T_{4R}) \dots \dots \dots (15)$$

Donde:

T_4 es la temperatura ideal de los gases de la combustión salientes de la turbina a gas.

P_3 es la presión de los gases a la salida de la cámara de combustión.

P_4 es la presión de los gases a la de la turbina a gas, la cual es superior a la presión atmosférica.

k_g es el coeficiente politrópico de los gases de la combustión.

T_{4R} es la temperatura real de los gases de la combustión salientes de la turbina a gas.

η_{TG} es la eficiencia de la turbina a gas.

Cp_g es el calor específico a presión constante de los gases de la combustión.

P_{TTG} es la potencia total generada por la turbina a gas.

- Indicadores de desempeño.

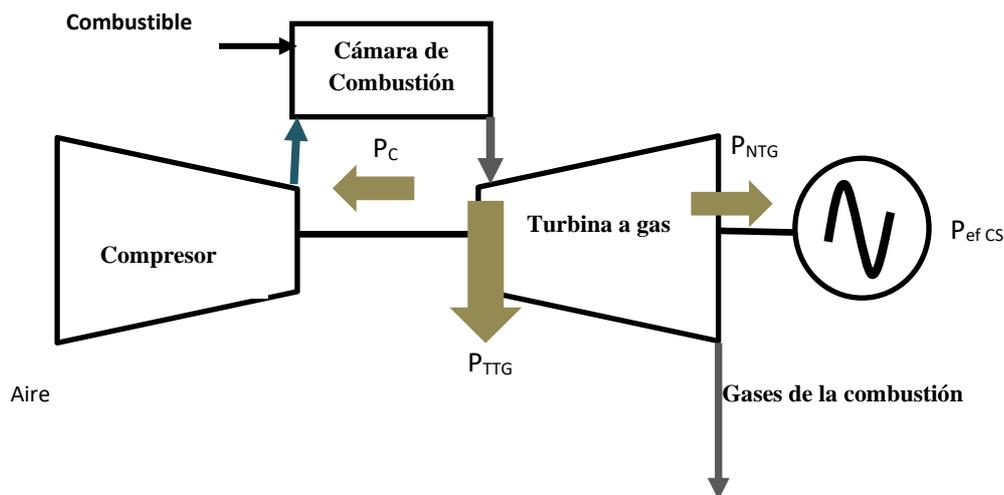


Figura 37 Distribución de potencias para Ciclo superior

Fuente: Elaboración propia

Para el cálculo de la Potencia efectiva del ciclo superior se tienen las siguientes ecuaciones.

$$P_{NTG} = P_{TTG} - P_c \dots \dots \dots (16)$$

$$P_{efCS} = P_{NTG} * \eta_{ge} \dots \dots \dots (17)$$

Donde:

P_{NTG} es la Potencia neta de la turbina de gas que suministra hacia el generador eléctrico.

P_{ef} es la Potencia efectiva desarrollada en bornes del generador.

η_{ge} es la eficiencia del generador eléctrico.

Dentro de los indicadores de desempeño también tenemos los siguientes:

Potencia térmica suministrada a la cámara de combustión.

$$Q_s = \dot{M}_c * P_{ci} \dots \dots \dots (18)$$

Relacion de Potencias.

$$\text{Relacion de Potencias RP} = \frac{P_c}{P_{TTG}} \dots \dots \dots (19)$$

Rendimiento de planta del ciclo superior

$$\eta_{cs} = \frac{P_{ef\ CS}}{Q_s} * 100\% \dots \dots (20)$$

Rendimiento específico.

$$H. R_{CS} = \frac{M_c}{P_{ef\ CS}} \left(\frac{\text{MMBTU}}{\text{MWh}} \right) \dots \dots (21)$$

Costo variable combustible. Este Indicador de desempeño económico que permite cuantificar el costo por consumo de combustible consumido para generar una unidad de potencia, y se obtiene según la siguiente ecuación:

$$CVC_{CS} = H. R_{CS} * \text{Costo unitario del combustible} \left(\frac{\text{U\$}}{\text{MWh}} \right) \dots \dots (22)$$

Costos Variables No Combustibles: Son los costos asociados a la operación que incurren una central Termoeléctrica pero que no toman en cuenta, al combustible, están relacionados a los gastos de mantenimiento y otros gastos operativos. Según el Informe N° 188-2022 GART-OSINERGMIN para los precios de Barra vigentes para el periodo mayo 2022 a abril del 2023, los C.V.N.C para la Central termoeléctrica Las Flores es 2,022 U\$/MWh.

Los costos Variables totales son:

$$CVT_{CS} = CVC_{CS} + CVNC_{CS} \dots \dots \dots (23)$$

b. Configuración del ciclo combinado.

Se tienen en cuenta las siguientes premisas de cálculo:

- Generación trial de vapor, asumiendo que la temperatura de gases de la combustión es superior a 600 °C.
- Zona de alta presión: Presión mayor a 150 bar y con sobrecalentamiento.
- Zona de media presión: Presión mayor a 30 bar con temperatura de sobrecalentamiento similar a la temperatura del vapor sobrecalentado de alta presión.
- Zona de baja presión: Presión mayor a 5 bar y con sobrecalentamiento.
- Temperatura máxima de zonas de AP y MP iguales.
- Temperatura máxima de generación de vapor: 10°C menos o mas de la temperatura de los gases de la combustión entrante en al HRSG.
- Temperatura de salida de la turbina de baja presión: 8 kPa.
- Temperatura en el desareador: 100 °C y 1 bar de presión.
- Flujo masico de zona de alta presión: 43 % de flujo masico total.
- Flujo masico de zona de media presión: 50 % de flujo masico total.
- Flujo masico de zona de baja presión: 7 % de flujo masico total.

La definición de los puntos son los siguientes:

Tabla 4 Denominación de puntos del ciclo inferior

Punto	Ubicación
1	Vapor sobrecalentado generado en zona de alta presión
2	Punto de salida de vapor saturado en media presión
3	Vapor sobrecalentado a media presión
4	Punto de salida de turbina de media presión y salida de vapor saturado en baja presión
5	Vapor sobrecalentado a baja presión
6	Extracción de vapor húmedo desde turbina a baja presión
7	Líquido saturado saliente del aerocondensador
8	Líquido comprimido impulsado por bomba de condensados
9	Salida del desareador
10	Ingreso al economizador de baja presión
11	Ingreso al economizador de media presión parte 2
12	Ingreso al economizador de alta presión parte 3
13	Líquido saturado entrante al evaporador de baja presión
14	Líquido saturado entrante al evaporador de media presión
15	Líquido saturado entrante al evaporador de alta presión
16	Ingreso al economizador de alta presión parte 2
17	Ingreso al economizador de media presión parte 1
18	Ingreso al economizador de alta presión parte 1
19	Vapor a media presión entrante al sobrecalentador parte 1 de media presión
20	Vapor saturado salida de evaporador de alta presión.
21	Punto de mezcla salida de vapor de turbina de alta presión y vapor sobrecalentado de media presión
22	Salida del sobrecalentador de baja presión parte 1

Fuente: Elaboración propia

c. Balance en HRSG.

Para la verificación de los puntos de intercambio de calor entre los gases de la combustión y el agua en sus tres niveles de presión se tendrá en cuenta las siguientes ecuaciones.

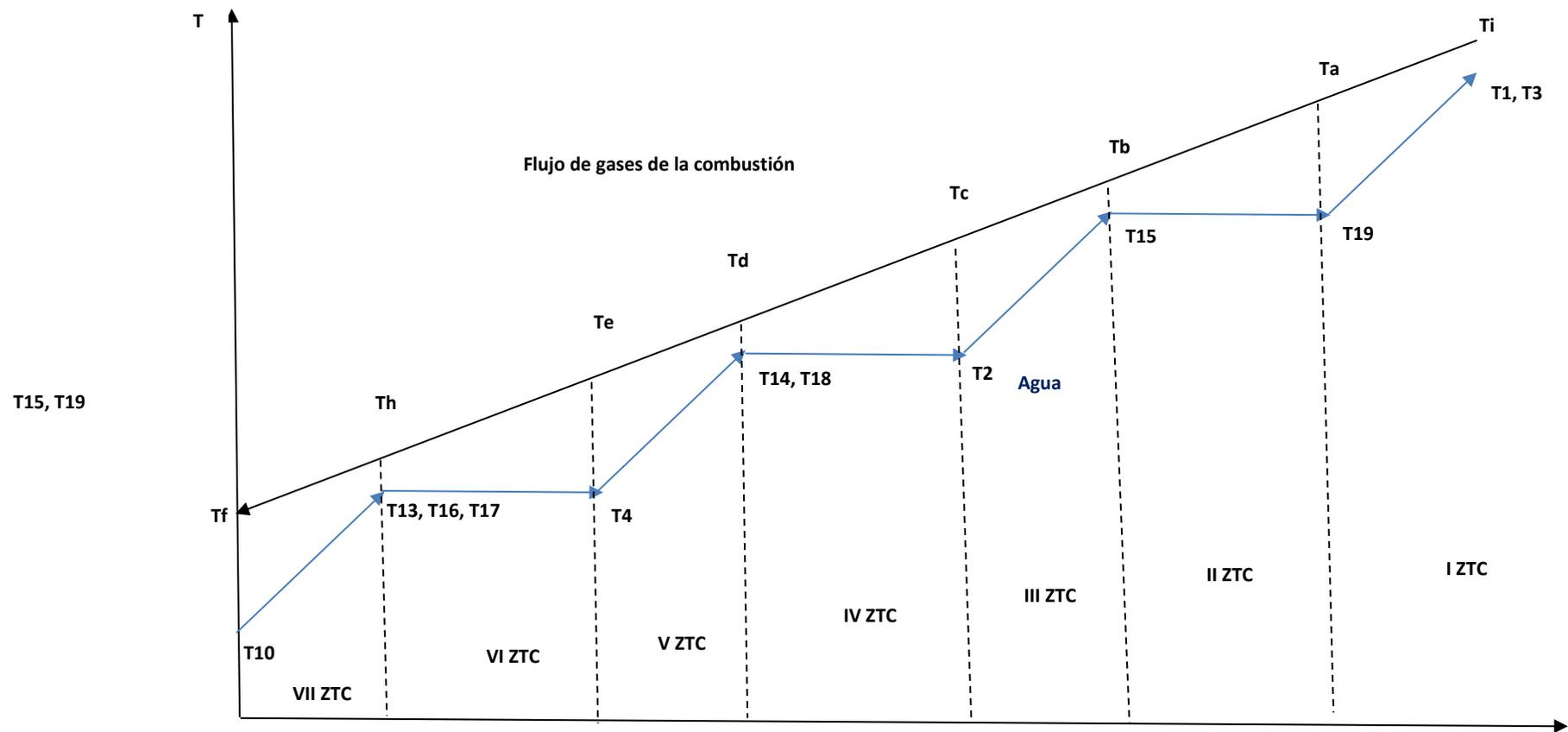


Figura 39 Diagrama de intercambio de calor entre gases de la combustión y el agua.

Fuente: Elaboración propia

En la I Zona de transferencia de calor (I ZTC)

$$\begin{aligned} \dot{M}_g * C_{p_{gases}} * (T_i - T_a) \\ = (\dot{m}_1 * (h_1 - h_{20})) + ((\dot{m}_1 + \dot{m}_2) * (h_3 - h_{19})) \dots (24) \end{aligned}$$

En la II Zona de transferencia de calor (II ZTC)

$$\dot{M}_g * C_{p_{gases}} * (T_a - T_b) = (\dot{m}_1 * (h_{20} - h_{15})) \dots \dots (25)$$

Donde $T_b - T_{20} \geq 10 \text{ }^\circ\text{C}$

En la III Zona de transferencia de calor (III ZTC)

$$\begin{aligned} \dot{M}_g * C_{p_{gases}} * (T_b - T_c) \\ = (\dot{m}_1 * (h_{15} - h_{18})) + ((\dot{m}_1 + \dot{m}_2) * (h_{19} - h_{21})) \\ + (\dot{m}_2 * (h_{21} - h_2)) + (\dot{m}_3 * (h_5 - h_{22})) \dots (26) \end{aligned}$$

En la IV Zona de transferencia de calor (IV ZTC)

$$\dot{M}_g * C_{p_{gases}} * (T_c - T_d) = (\dot{m}_2 * (h_2 - h_{14})) \dots \dots (27)$$

Donde $T_d - T_{14} \geq 10 \text{ }^\circ\text{C}$

En la V Zona de transferencia de calor (V ZTC)

$$\begin{aligned} \dot{M}_g * C_{p_{gases}} * (T_d - T_e) \\ = (\dot{m}_1 * (h_{18} - h_{16})) + (\dot{m}_2 * (h_{14} - h_{17})) + ((\dot{m}_3) \\ * (h_{22} - h_4)) \dots (28) \end{aligned}$$

En la VI Zona de transferencia de calor (VI ZTC)

$$\dot{M}_g * C_{p_{gases}} * (T_e - T_h) = (\dot{m}_3 + \dot{m}_x) * (h_4 - h_{13}) \dots \dots (29)$$

Donde $T_h - T_{13} \geq 10 \text{ }^\circ\text{C}$

En la VII Zona de transferencia de calor (VII ZTC)

$$\begin{aligned} \dot{M}_g * C_{p_{gases}} * (T_h - T_f) \\ = (\dot{m}_1 * (h_{16} - h_{12})) + (\dot{m}_2 * (h_{17} - h_{11})) + ((\dot{m}_3 + \dot{m}_x) \\ * (h_{13} - h_{10}) \dots (30) \end{aligned}$$

Donde $T_f \geq 110 \text{ }^\circ\text{C}$ para los gases de combustión.

d. Balance de energía en resto de componentes del ciclo inferior.

Para la turbina de vapor de 3 cuerpos se tienen las siguientes ecuaciones:

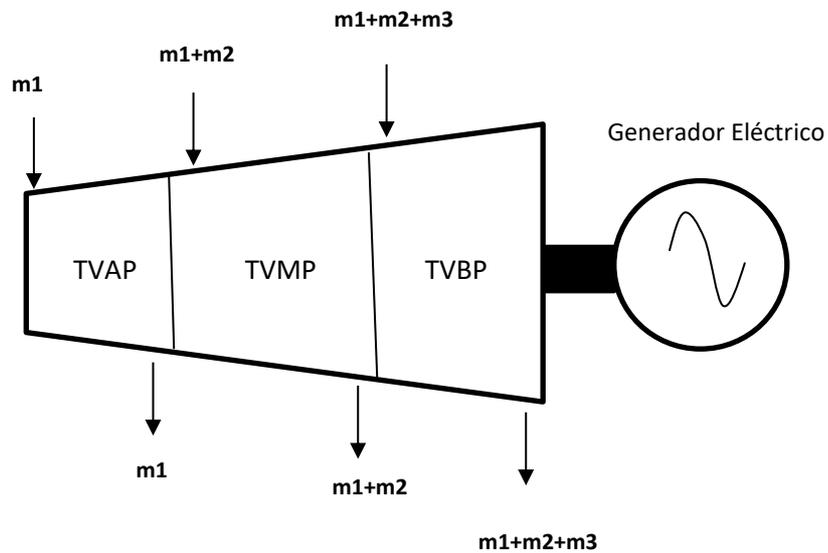


Figura 40 Distribución de flujos de vapor en Turbina de vapor.

Fuente: Elaboración propia

En la TVAP Turbina de vapor de alta presión:

$$P_{TVAP} = \dot{m}_1 * (h_1 - h_2) \dots \dots \dots (31)$$

En la TVMP Turbina de vapor de media presión:

$$P_{TVMP} = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) * (h_3 - h_4) \dots \dots \dots (32)$$

En la TVBP Turbina de vapor de baja presión:

$$P_{TVBP} = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3) * (h_5 - h_6) \dots \dots \dots (33)$$

La Potencia efectiva del ciclo inferior se obtiene según la siguiente ecuación:

$$P_{efCI} = (P_{TVAP} + P_{TVMP} + P_{TVBP}) * \eta_{ge} * \eta_{TV} \dots \dots \dots (34)$$

e. Desempeño.

Rendimiento específico.

$$H.R_{CC} = \frac{M_c}{P_{efCS} + P_{efCI}} \left(\frac{MMBTU}{MWh} \right) \dots \dots \dots (35)$$

Costo variable combustible.

$$CVC_{CC} = H.R_{CC} * \text{Costo unitario del combustible} \left(\frac{U\$}{MWh} \right) \dots \dots \dots (36)$$

Costos Variables No Combustibles: Según el Informe N° 188-2022 GART-OSINERGMIN para los precios de Barra vigentes para el periodo mayo 2022 a abril del 2023, los C.V.N.C para la Central termoeléctrica ciclo combinado Kallpa es 3,345 U\$/MWh.

Los costos Variables totales son:

$$CVT_{CC} = CVC_{CC} + CVNC_{CC} \dots \dots \dots (37)$$

4. Cálculos y Discusión de Resultados.

4.1 Balance de energía ciclo simple.

4.1.1 Temperaturas características.

Consideraciones de cálculo;

Tabla 5 Parámetros característicos del ciclo superior

Variable	Valor	Unidad
Temperatura ambiental (T1)	20	°C
Presión ambiental(P1)	1	Bar
Relacion de presiones	10	s/u
Limite metalúrgico	4,8	s/u
Eficiencia compresor	90	%
Eficiencia turbina de gas	90	%
Presión salida en turbina(P4)	1,01	Bar

Fuente: Elaboración propia con información de planta.

Para hallar T_{2R}

$$\frac{T_2 + 273}{(20 + 273)} = (10)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \quad T_2 = 292,7 \text{ °C}$$

$$T_{2R} + 273 = (20 + 273) + \frac{((292,7 + 273) - (20 + 273))}{0,9}$$
$$T_{2R} = 323 \text{ °C}$$

Para hallar T_3

$$T_3 + 273 = (20 + 273) * 4,8 =$$

$$T_3 = 1 133,4 \text{ °C}$$

Para hallar T_{4R}

$$\frac{1 133,4 + 273}{T_4 + 273} = \left(\frac{10}{1,1}\right)^{\frac{1,33-1}{1,33}} \quad ; \quad T_4 = 528,7$$

$$T_{4R} + 273 = (1 133,4 + 273) - (((1 133,4 + 273) - (528,7 + 273)) * 0,9)$$

$$T_{4R} = 590,1 \text{ °C}$$

Tabla 6 Resultados de valores de temperatura del ciclo superior

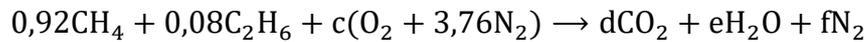
Variable	Valor	Unidad
Temperatura ambiental (T1)	20	°C
T _{2R}	323	°C
T3	1 133,4	°C
T _{4R}	590,1	°C

Fuente: Elaboración propia

4.1.2 Parámetros de desempeño.

a. Relación aire/combustible.

$$a = 0,93 \quad b = 0,07$$



Con la ecuación estequiométrica balanceada.

$$c = 4,16$$

$$d = 1,08$$

$$e = 2,08$$

$$f = 11,75$$

Determinamos la relación estequiométrica aire/combustible teórica para el gas natural es:

$$\frac{R_{a_t}}{c} = 16,1$$

$$\frac{R_{a_r}}{c} = 15,1 * \left(1 + \frac{380}{100}\right) = 74,28$$

b. Flujos masicos

Donde:

$$\dot{M}_c = 11,3 \text{ kg/s}$$

Entonces:

$$\dot{M}_a = 74,28 * 11,3 = 839,4 \text{ kg/s}$$

Aplicando la ecuación de continuidad en la cámara de combustión se demuestra que:

$$\dot{M}_g = 839,4 + 11,3 = 850,7 \text{ kg/s}$$

Donde:

\dot{M}_g es el flujo masico de los gases de la combustión.

c. Potencias características.

Potencia del compresor:

$$P_c = 839,4 * 1,004 * (323 - 20)/1000$$

$$P_c = 255,4 \text{ MW}$$

Potencia total generada por la turbina de gas:

$$P_{TTG} = 850,7 * 1,003 * (1\ 133,4 - 590,1)/1000$$

$$P_{TTG} = 463,6$$

Potencia efectiva del ciclo superior.

$$P_{NTG} = 463,6 - 255,4 = 208,2$$

$$P_{efCS} = 208,2 * 0,92 = 191,5 \text{ MW}$$

Donde:

η_{ge} es la eficiencia del generador eléctrico =0,91

Relacion de Potencias.

$$\text{Relacion de Potencias RP} = \frac{255,4}{463,6} = 0,55$$

Potencia térmica suministrada a la cámara de combustión.

$$Q_s = 11,3 \frac{kg}{s} * \frac{35\ 988 \frac{kJ}{m^3}}{0,7423 \frac{kg}{m^3}} * \frac{1 \text{ MW}}{1\ 000 \text{ kW}} = 547,8 \text{ MW}$$

4.1.3 Indicadores de desempeño.

Rendimiento de planta del ciclo superior

$$\eta_{cs} = \frac{191,5}{547,8} * 100\% = 35\%$$

Rendimiento específico.

$$H. R_{CS} = \frac{11,3 \frac{kg}{s} * \frac{m^3}{0,7423 kg} * \frac{MMBTU}{28 m^3} * \frac{3600 s}{1 h}}{191,5 MW} = 10,22 \left(\frac{MMBTU}{MWh} \right)$$

Costo variable combustible. Según la ecuación 22 y teniendo en cuenta el precio del gas natural de 3,4553 U\$/MMBTU.

$$CVC_{CS} = 10,22 * 3,4553 = 35,31 \left(\frac{U\$}{MWh} \right)$$

Costos Variables No Combustibles para la Central termoeléctrica Las Flores es 2,022 U\$/MWh.

Los costos Variables totales son:

$$CVT_{CS} = 35,31 + 2,022 = 37,332 \frac{U\$}{MWh}$$

4.2 Configuración Ciclo Inferior.

Según la figura 36 y Tabla N°4 se configura el ciclo inferior.

Tabla 7 Valores de entalpia específica para los estados termodinamicos del ciclo inferior

Punto	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpia especifica (kJ/kg)	Entropía especifica (kJ/kg°C)	Estado
1	160	560	3 465,0	6,514	Vapor sobrecalentado
2	35	242	2 802,0	6,123	Vapor saturado
3	35	560	3 586,0	7,327	Vapor sobrecalentado
4	6	158	2 755,5	6,758	Vapor saturado
5	6	285	3 031,0	7,327	Vapor sobrecalentado
6	0,09	44	2 317,3	7,356	Vapor húmedo
7	0,09	44	183,3	0,622	Líquido saturado
8	1	44	184,4	0,625	Líquido comprimido
9	1	99,6	417,5	1,303	Líquido saturado
10	6	100	419,5	1,303	Líquido comprimido
11	35	101	425,8	1,303	Líquido comprimido
12	160	102	439,4	1,303	Líquido comprimido
13	6	158	670,4	1,930	Líquido saturado
14	35	242	1 049,8	2,725	Líquido saturado
15	160	347	1 650,5	3,747	Líquido saturado
16	160	158	676,1	1,905	Líquido comprimido
17	35	158	668,5	1,919	Líquido comprimido
18	160	242	1 048,7	2,93	Líquido comprimido
19	35	347	3 099,2	7,000	Vapor sobrecalentado
20	160	347	2 584,0	5,253	Vapor saturado
21	35	315	3 018,0	6,514	Vapor sobrecalentado
22	6	242	2 940,6	7,150	Vapor sobrecalentado

Fuente: Elaboración propia

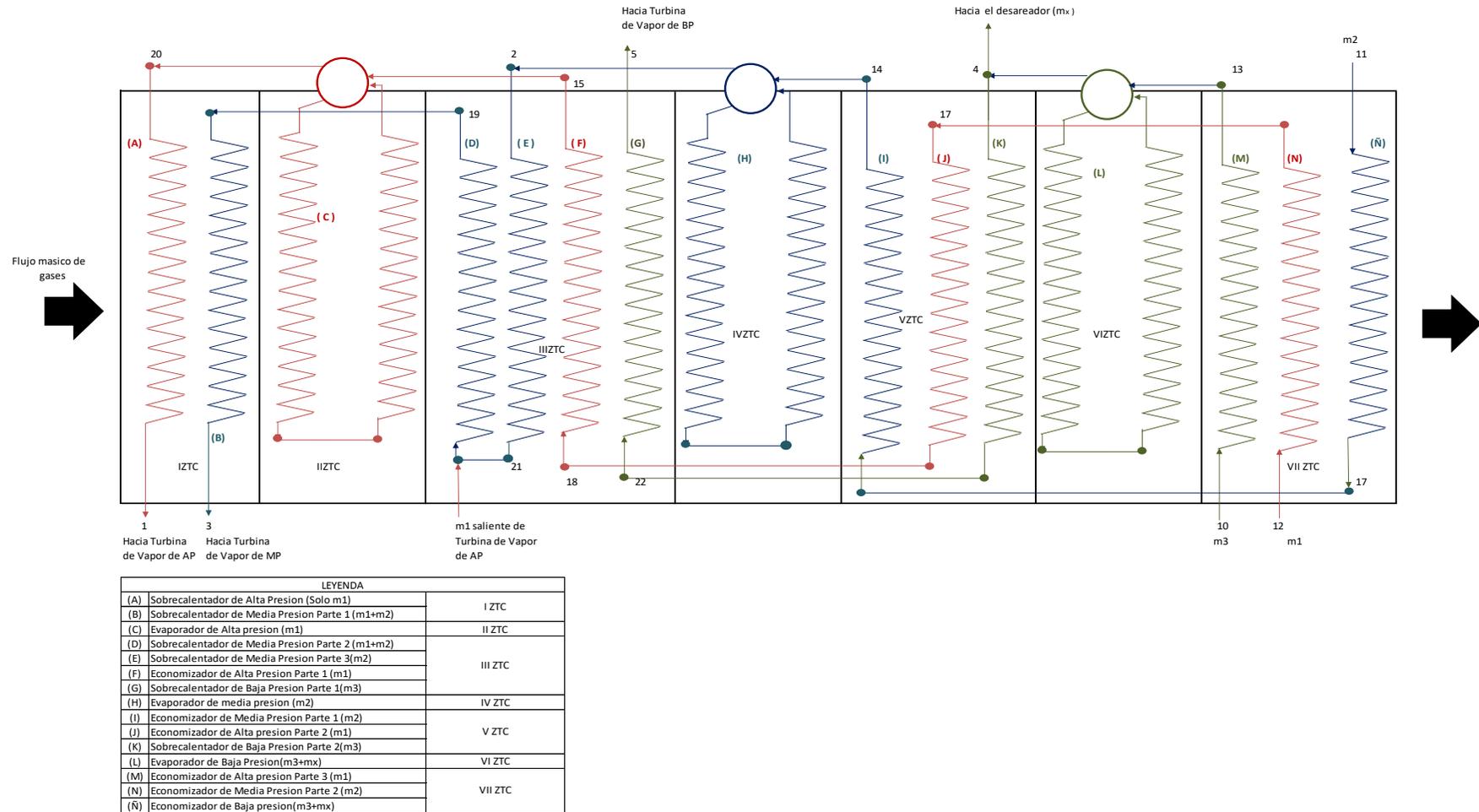


Figura 41 Configuración del HRSG.

Fuente: Elaboración propia

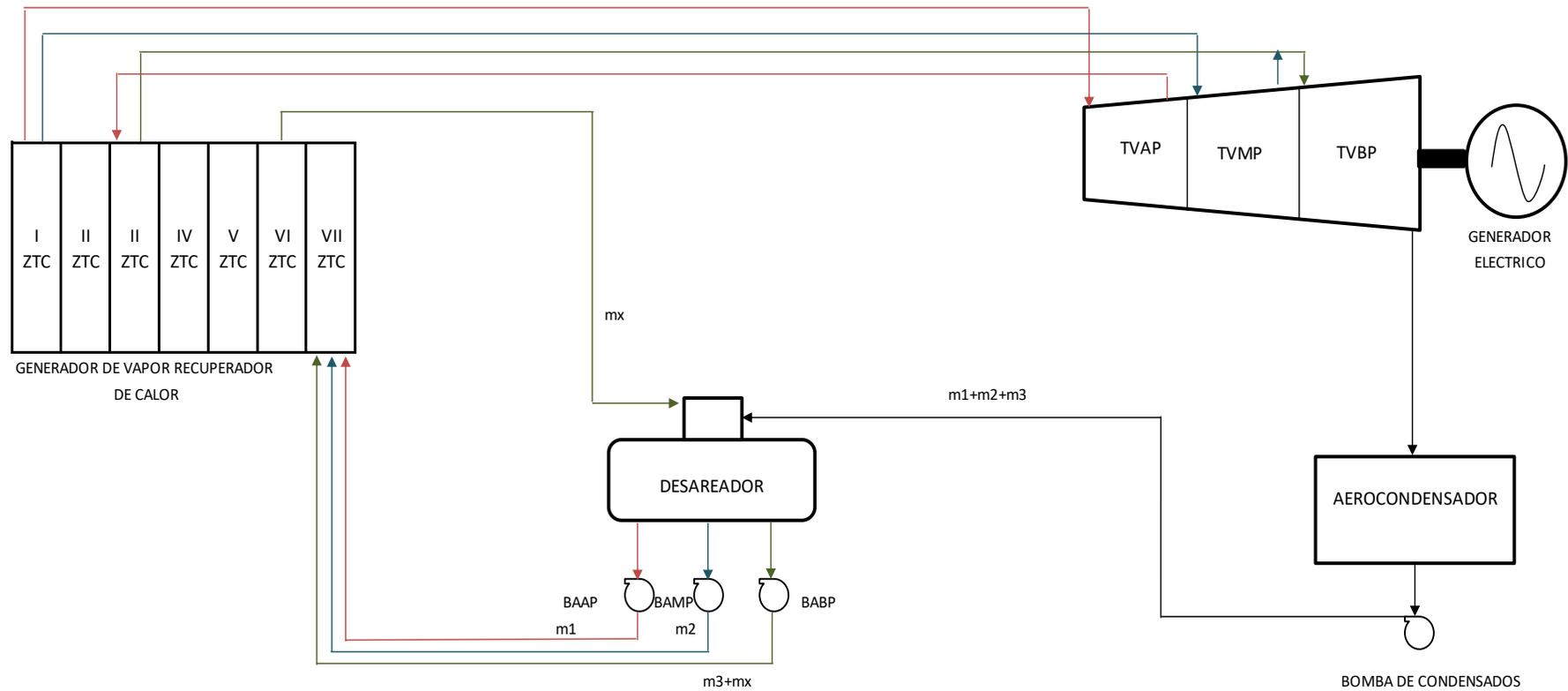


Figura 42 Configuración del Ciclo inferior

Fuente: Elaboración propia

4.3 Balance de energía HRSG.

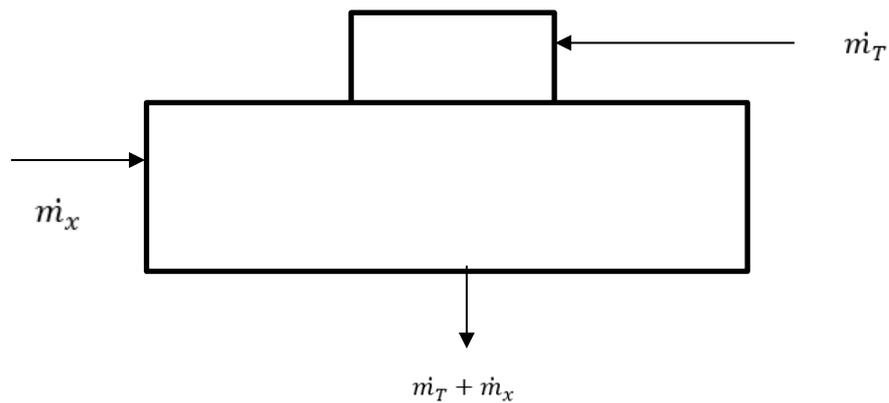
4.3.1 Balance de energía en el desareador.

En el desareador ingresa el flujo total circulante saliente de la turbina de vapor de baja presión: 376,6 Ton/h = 104,6 kg/sg. Con un valor de entalpia de $h_8 = 184,3$ kJ/kg.

Desde la salida del evaporador de baja presión se extrae una fracción \dot{m}_x para calentar el flujo total de 104,46 kg/s desde 44 °C a 99,6°C. con un valor de entalpia $h_4 = 2\,755,5$ kJ/kg.

Desde el desareador sale una masa total más la fracción de flujo de calentamiento con un valor de entalpia $h_9 = 417,5$ kJ/kg.

Se cumple lo siguiente:



$$(104,6 * 184,3) + (\dot{m}_x * 2\,755,5) = (\dot{m}_x + 104,6) * 417,5$$

$$\dot{m}_x = 10,4 \frac{kg}{s} = 37,44 \frac{Ton}{h}$$

4.3.2 Verificación de los puntos de restricción.

En la I Zona de transferencia de calor (I ZTC)

$$\dot{M}_g * C_{p_{gases}} * (T_i - T_a) = (\dot{m}_1 * (h_1 - h_{20})) + ((\dot{m}_1 + \dot{m}_2) * (h_3 - h_{19})) \dots (24)$$

$$\begin{aligned}
& 850,7 * 1,003 * (580 - T_a) \\
& = (63,6 * (3464,8 - 2\ 584,7)) + ((63,6 + 32) \\
& * (3\ 586 - 3\ 099,2))
\end{aligned}$$

$$T_a = 459,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

En la II Zona de transferencia de calor (II ZTC)

$$\begin{aligned}
& \dot{M}_g * C_{p_{\text{gases}}} * (T_a - T_b) = (\dot{m}_1 * (h_{20} - h_{15})) \dots \dots (25) \\
& 850,7 * 1,003 * (459,8 - T_b) = (63,6 * (2\ 584,7 - 1\ 650,5)) \\
& T_b = 390,2 \text{ } ^\circ\text{C}
\end{aligned}$$

Si la temperatura de saturación en el nivel de alta presión es 347 °C.

Donde $390,2 - 347 \geq 43,2 \text{ } ^\circ\text{C}$ Si cumple la restricción.

En la III Zona de transferencia de calor (III ZTC)

$$\begin{aligned}
& \dot{M}_g * C_{p_{\text{gases}}} * (T_b - T_c) \\
& = (\dot{m}_1 * (h_{15} - h_{18})) + ((\dot{m}_1 + \dot{m}_2) * (h_{19} - h_{21})) \\
& + (\dot{m}_2 * (h_{21} - h_2)) + (\dot{m}_3 * (h_5 - h_{22})) \dots \dots (26)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 850,7 * 1,003 * (390,2 - T_c) \\
& = (63,6 * (1\ 650,5 - 1\ 048,7)) + ((63,6 + 32) \\
& * (3\ 099,2 - 3\ 018,8)) + (32 * (3\ 018,8 - 2\ 802)) + (9,0 \\
& * (3\ 031 - 2\ 940,6))
\end{aligned}$$

$$T_c = 327,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

En la IV Zona de transferencia de calor (IV ZTC)

$$\begin{aligned}
& \dot{M}_g * C_{p_{\text{gases}}} * (T_c - T_d) = (\dot{m}_2 * (h_2 - h_{14})) \dots \dots (27) \\
& 850,7 * 1,003 * (327,3 - T_d) = (32 * (2\ 802 - 1\ 049,8)) \\
& T_d = 261,5 \text{ } ^\circ\text{C}
\end{aligned}$$

Donde $261,5 - 242 \geq 19,5 \text{ } ^\circ\text{C}$. Si cumple la restricción.

En la V Zona de transferencia de calor (V ZTC)

$$\begin{aligned} \dot{M}_g * C_{p_{gases}} * (T_d - T_e) \\ = (\dot{m}_1 * (h_{18} - h_{16})) + (\dot{m}_2 * (h_{14} - h_{17})) + ((\dot{m}_3) \\ * (h_{22} - h_4) \dots (28) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 850,7 * 1,003 * (261,5 - T_e) \\ = (63,6 * (1\ 048,7 - 676,1)) + (32 * (1049,8 - 668,5)) + ((9) \\ * (2\ 940,6 - 2\ 755,5) \end{aligned}$$

$$T_e = 217,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

En la VI Zona de transferencia de calor (VI ZTC)

$$\dot{M}_g * C_{p_{gases}} * (T_e - T_h) = (\dot{m}_3 + \dot{m}_x) * (h_4 - h_{13}) \dots \dots (29)$$

$$850,7 * 1,003 * (217,5 - T_h) = (9 + 10,4) * (2\ 744,5 - 670,4)$$

$$T_h = 170 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Donde $170 - 158 \geq 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ Si cumple la restricción en $12 \text{ } ^\circ\text{C}$.

En la VII Zona de transferencia de calor (VII ZTC)

$$\begin{aligned} \dot{M}_g * C_{p_{gases}} * (T_h - T_f) \\ = (\dot{m}_1 * (h_{16} - h_{12})) + (\dot{m}_2 * (h_{17} - h_{11})) + ((\dot{m}_3 + \dot{m}_x) \\ * (h_{13} - h_{10}) \dots (30) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 850,7 * 1,003 * (170 - T_f) \\ = (63,6 * (676,1 - 439,4)) + (32 * (668,5 - 425,8)) + ((9 + 10,4) \\ * (670,4 - 419,5) \end{aligned}$$

$$T_f = 137,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Donde $137,6 \text{ } ^\circ\text{C} \geq 110 \text{ } ^\circ\text{C}$ para los gases de combustión. Si cumple la restricción.

Se presenta una tabla resumen de los puntos de restricción:

Tabla 8 Valores de restricción de temperatura en el GVRC

	Gases		Vapor/Agua(°C)	Diferencia (°C)
Ingreso	580,0	Salida	560,0	20,0
Salida I ZTC	459,8	Entrada I ZTC	347,0	112,8
Salida II ZTC	390,2	Entrada II ZTC	347,0	43,2
Salida III ZTC	327,3	Entrada III ZTC	242,0	85,3
Salida IV ZTC	261,5	Entrada IV ZTC	242,0	19,5
Salida V ZTC	217,5	Entrada V ZTC	158,0	59,5
Salida VI ZTC	170,0	Entrada VI ZTC	158,0	12,0
Salida VII ZTC	137,6	Entrada VII ZTC	100,0	37,6
Los gases de la combustión salen a la atmosfera una temperatura de 137,6°C el cual es un valor superior al valor mínimo requerido de 110°C; existiendo una diferencia de 27,6°C.				

Fuente: Elaboración propia

4.3.3 Potencia desarrollada por el ciclo inferior.

Seguidamente se presentan los resultados de la potencia desarrollada en el ciclo inferior, teniendo en cuenta la figura 38.

En la TVAP Turbina de vapor de alta presión, según ecuación 31:

$$P_{TVAP} = \left(63,6 \frac{kg}{s} * \frac{(3\ 465 - 3\ 018,0)kJ}{kg} \right) * \frac{1}{1\ 000} = 28,4\ MW$$

En la TVMP Turbina de vapor de media presión, según ecuación 32:

$$P_{TVMP} = \left((63,6 + 32) \frac{kg}{s} * \frac{(3\ 586 - 3\ 031,0)kJ}{kg} \right) * \frac{1}{1\ 000} = 53,0\ MW$$

En la TVBP Turbina de vapor de baja presión, según ecuación 33:

$$P_{TVBP} = \left((63,6 + 32 + 9) \frac{kg}{s} * \frac{(3\ 031 - 2\ 317,3)kJ}{kg} \right) * \frac{1}{1\ 000} = 74,6\ MW$$

La Potencia efectiva del ciclo inferior se obtiene según la siguiente ecuación 34, y teniendo en cuenta la eficiencia de la turbina de vapor igual 90% y la eficiencia del generador eléctrico igual a 90%.

$$P_{efCI} = (28,4 + 53 + 74,6) * 0,9 * 0,9 = 126,3 \text{ MW}$$

4.4 Desempeño del Ciclo combinado.

4.4.1 Referente al desempeño del Ciclo combinado.

Rendimiento específico (según ecuación 35).

$$H.R_{CC} = \frac{11,3 \frac{kg}{s} * \frac{m^3}{0,7423 kg} * \frac{MMBTU}{28 m^3} * \frac{3600 s}{1 h}}{(191,5 + 126,3) MW} = 6,16 \left(\frac{MMBTU}{MWh} \right)$$

Rendimiento de planta del ciclo combinado

$$\eta_{cs} = \frac{191,5 + 126,3}{547,8} * 100\% = 58\%$$

Costo variable combustible, según ecuación 36.

$$CVC_{CC} = 6,16 * 3,4553 \left(\frac{U\$}{MWh} \right) = 21,285 \frac{U\$}{MWh}$$

Costos Variables No Combustibles para la Central termoeléctrica ciclo combinado de Kallpa es de 3,345 U\$/MWh.

Los costos Variables totales son:

$$CVT_{CC} = 21,285 + 3,345 = 24,630 \frac{U\$}{MWh}$$

4.4.2 Mejora del desempeño.

En la figura 41 se presenta el comparativo entre el heat rate o rendimiento específico para la central termoeléctrica en estado de ciclo simple con 191,5 MW y como ciclo combinado 1*1*1 con 317,8 MW de potencia efectiva, el proceso de conversión de ciclo simple a

ciclo combinado le permite incrementar su potencia efectiva en 126,3 MW, lo que representa un incremento porcentual de 65,95 % sin consumir adicionalmente combustible en el ciclo inferior. Del mismo el heat rate mejora desde 10,22 MMBTU/MWh a 6,16 MMBTU/MWh con una mejora porcentual de 39,7%.

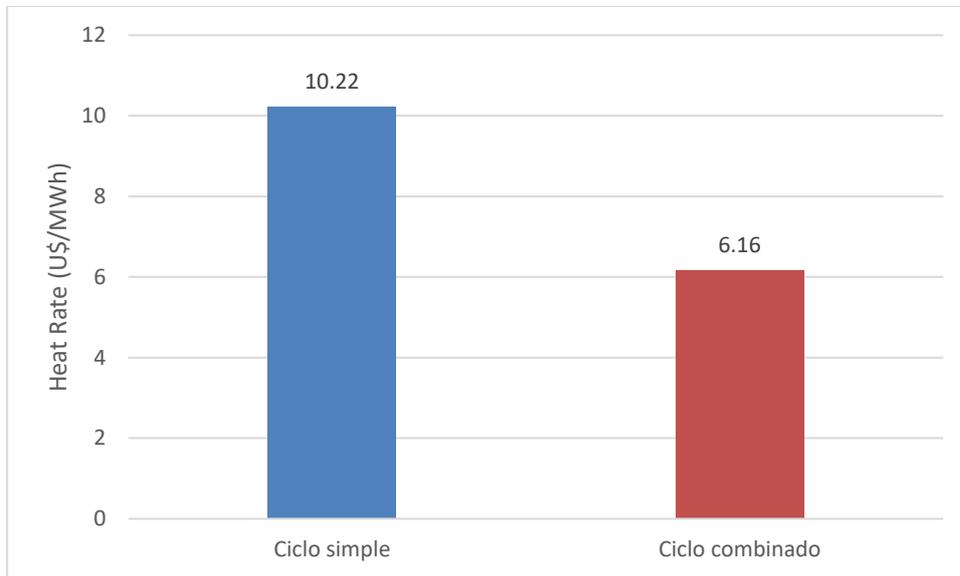


Figura 43 Benchmarking energético para el Heat Rate

Fuente: Elaboración propia

En la figura 42 se presenta el comparativo entre los costos variables combustibles totales para la central termoeléctrica en estado de ciclo simple con 37,332 U\$/MWh y como ciclo combinado con 24,63 U\$/MWh, el proceso de conversión de ciclo simple a ciclo combinado le permite reducir este indicador en 12,702 U\$/MWh, lo que representa una mejora porcentual de 34,02 % sin consumir adicionalmente combustible en el ciclo inferior.

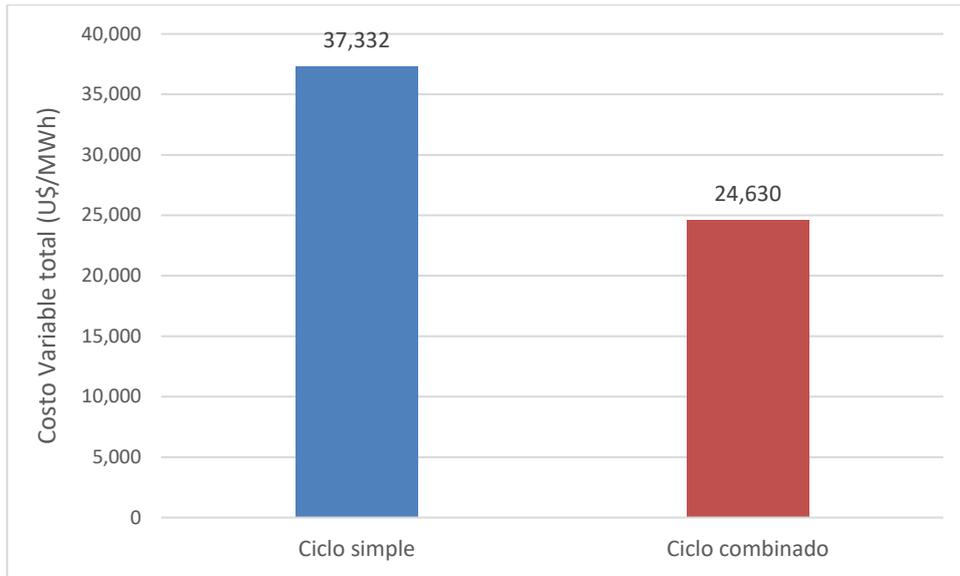


Figura 44 Benchmarking energético para el Costo Variable Total

Fuente: Elaboración propia

Para 1000 horas de operación/anual tomados como referencia, le permitirá a la central termoeléctrica las flores lo siguiente:

$$\text{Operacion } 1000h_{CS} = 1000 * 191,5 = 191\ 500 \text{ MWh}$$

$$\text{Operacion } 1000h_{CC} = 1000 * 317,8 = 317\ 800 \text{ MWh}$$

$$\text{Incremento de generacion } 1000h_{CC} = 317\ 800 - 191\ 500 = 126\ 300 \text{ MWh}$$

Para un costo de la energía en el SEIN de 38 U\$/MWh, se obtendría un ingreso económico tan solo con el adicional de energía generada como central de ciclo combinado en un año lo siguiente:

$$\text{Ingreso adicional por generacion } 1000h_{CC} = 126\ 300 * 38 = 4\ 799\ 400 \text{ U\$/año}$$

4.5 Discusión de Resultados.

Alvarado J. (2021) optimizo sus indicadores de generación en el dimensionado de una central de ciclo combinado con gas natural 1x1x1 con generación trial de vapor, aprovechando la temperatura de los gases de la combustión a 553°C. Las características

de los niveles de generación fueron: vapor a alta presión: 120 Bar, 540 °C y 39,168 kg/s, vapor a media presión: 30 bar, 540°C y 10.88 kg/s y vapor a baja presión: 3 bar como vapor saturado y 4,352 kg/s. y con una presión de extracción de la turbina de vapor de 0.08 bar, con una proporción de flujos de 72%, 20% y 8 % respectivamente. A diferencia del presente informe con el cual se trabajó con vapor a alta presión: 160 Bar, 560 °C y 63,6 kg/s, vapor a media presión: 35 bar, 560°C y 32 kg/s y vapor a baja presión: 6 bar, 285 °C y 9 kg/s. y con una presión de extracción de la turbina de vapor de 0.09 bar, con una proporción de flujos de 61%, 31% y 9 % respectivamente. Del mismo modo Alvarado (2021) obtuvo una mejora del Heat Rate desde 10,261 MMBTU/MWh hasta 6,752 MMBTU/MWh, mientras que para nuestro caso se obtuvo una mayor mejora desde 10,22 MMBTU/MWh hasta 6,16 MMBTU/MWh y para el costo variable total Alvarado, mejoro en 34.2 % mientras que en nuestra investigación se mejoró en 34,02%, básicamente debido a la variabilidad del costo unitario del gas natural.

Atalaya, T. (2014) en su tesis para ciclo combinado 1x1x1 obtuvo un incremento del rendimiento desde ciclo simple a ciclo combinado desde 35 a 57,36%, mientras que Bada, N. y Domínguez, J. (2011) lograron incrementar el rendimiento desde 30,09% a 52, 11%, mientras que en la presenta investigación se alcanzo un mejor performance al incrementar el rendimiento desde 35% como ciclo simple a 58% como ciclo combinado. Del mismo modo Bada y Domínguez, obtuvieron una disminución del costo variable total desde 29.66 US\$/MWh, hasta 19.05 US\$/MWh. A diferencia en nuestra investigación la reducción del CVT fue desde 37,332 U\$/MWh a 24,63 U\$/MWh.

Mientras que Chávez, W. y Portal, J. (2011) en su investigación para la central térmica de Aguaytía, diseño una central de ciclo combinado 2x2x1 con 2 Unidades Turbo Gas existentes y adicionando 2 Unidades HRSG y una turbina a vapor de tres niveles de presión. Sus principales características fueron en el ciclo inferior operar con un flujo total 95,22 kg/s, a diferencia de nuestra investigación en la cual se trabajó con un flujo masico total de 104,6 kg/s. Con la conversión de la central de Aguaytía se incrementó el rendimiento desde 33,78% como Ciclo simple a 52,9% como Ciclo Combinado, mientras que en nuestra iinvestigacion se alcanzó un rendimiento de ciclo combinado de 58%. Obtuvieron un mejor valor del costo variable total de 15.28 US\$/MW debido a los bajos costos unitarios del gas natural en Aguaytía.

En la investigación de Pérez, D. y Flores, O. (2018) para la central termoeléctrica de reserva fría de Ilo - Moquegua se dimensiono la central de ciclo combinado con un arreglo 3x3x1, , así tenemos: Vapor Alta Presión 54 Bar y 442.89 °C, Vapor Media Presión 12 Bar y 442.89 °C, y Vapor Baja Presión 2 Bar (sin sobrecalentador) y la Extracción de la turbina de vapor se realiza en 0.06 Bar. A diferencia de nuestra investigación en la cual se trabajó con vapor a alta presión: 160 Bar, 560 °C y 63,6 kg/s, vapor a media presión: 35 bar, 560°C y 32 kg/s y vapor a baja presión: 6 bar, 285 °C y 9 kg/s. (con sobrecalentador) y con una presión de extracción de la turbina de vapor de 0.09 bar.

Alcanzaron un rendimiento de planta de 53.66 % con una potencia efectiva de 709.18, con el cual la potencia efectiva se incrementa en 45%, Así mismo el Heat Rate de la Central de Ciclo Combinado varía desde 12.92 MMBTU/MWh, a 8.915 MMBTU/MWh mejorando en 31 %, mientras que el Costo variable total varía desde 189.87 U\$/MWh operando con petróleo hasta un valor de 27.9 U\$/MWh con gas natural. A diferencia en nuestra investigación en el cual el diseño es 1x1x1 se alcanza un incremento del rendimiento desde 35 a 58%. Del mismo modo nuestro heat rate mejora desde 10,22 MMBTU/MWh a 6,16 MMBTU/MWh con una mejora porcentual de 39,7%.

Santamaria, A.(2016) en su investigación para la central térmica de Paita logro mejorar la eficiencia energética de la central térmica desde 33% e instalando un ciclo combinado mejorando su eficiencia térmica a 56% con una generación desde 30 MW a 47 MW, incrementando el valor del rendimiento en 56%, A diferencia de la presente investigación en l cual la potencia se incrementa desde 191,5 MW a 317,8 MW de potencia efectiva, lo que representa un incremento porcentual de 65,95 % sin consumir adicionalmente combustible en el ciclo inferior

Conclusiones

Se presentan las siguientes conclusiones en respuesta a los objetivos específicos:

Se realizó un balance de energía en la central termoeléctrica Las Flores y se obtuvo un rendimiento específico de 10,22 MMBTU/MWh con un rendimiento de planta de 35%, una potencia efectiva generada de 191,5 MW y un costo variable combustible de 37,332 U\$/MWh.

Se verificó la disponibilidad del flujo de calor disponible proveniente de los gases de la combustión salientes de la turbina de gas en un generador de vapor recuperador de calor de 7 zonas de transferencia de calor y con 3 niveles de presencia, siendo el punto más cercano entre ambas corrientes fluidas de 12 °C, a la salida de la VI ZTC cuando los gases de la combustión alcanzan los 170°C y el líquido saturado tiene un valor de 158°C antes de entrar al evaporador de baja presión. Además los gases de la combustión salen del GVRC a 137,6°C, un valor superior a los 110°C.

Se determinó la potencia del ciclo inferior el cual es de 126,3 MW, alcanzándose una potencia de ciclo combinado de 317,8 MW mejorando el rendimiento de planta desde ciclo simple a 35% a 58% como ciclo combinado, con un incremento porcentual de 65,95 % sin consumir adicionalmente combustible en el ciclo inferior.

Se realizó un benchmarking energético entre los costos variables combustibles totales para la central termoeléctrica en estado de ciclo simple con 37,332 U\$/MWh y como ciclo combinado con 24,63 U\$/MWh, el proceso de conversión de ciclo simple a ciclo combinado le permite reducir este indicador en 12,702 U\$/MWh, lo que representa una mejora porcentual de 34,02 % sin consumir adicionalmente combustible en el ciclo inferior.

Como respuesta al objetivo general se determinó el efecto de la conversión de ciclo simple a ciclo combinado en el rendimiento específico de la Central Termoeléctrica Las Flores, mejorando el heat rate mejora desde 10,22 MMBTU/MWh a 6,16 MMBTU/MWh con una mejora porcentual de 39,7%.

Recomendaciones

- Se debe completar el presente trabajo con una simulación de despacho económico en la localidad de Chilca, teniendo en cuenta a parte de la central termoeléctrica Las Flores, con la central de ciclo combinado de Kallpa, Chica, Santo Domingo y Fénix Power, las cuales suman cerca de 2 900 MW, y se hace interesante un análisis de la confiabilidad de la red de transmisión de 500 kV en esa zona.
- Sería conveniente determinar a que centrales de generación va a afectar en su operación la nueva central de ciclo combinado Las Flores con los 126,3 MW adicionales generales, y además esto implicaría que una central termoeléctrica de ciclo simple (que por lo general cubren los valores de máxima demanda del SEIN) deje de operar y con esto se reduzca el costo de la energía en el SEIN.
- Se recomienda cuantificar el volumen de gases de efecto invernadero dejados de emitir, al generarse 126,3 MW adicionales sin consumir gas natural, lo cual resulta favorable para el cumplimiento de las ODS Perú-Agenda 2030, en el cual nuestro país se ha comprometido en reducción de gases de efecto invernadero.

Referencias bibliográficas.

- Atalaya T. (2014) Ciclo combinado 3x1 de la central térmica chilca 1 y su efecto en la potencia efectiva y rendimiento de las configuraciones operativas – Lima. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional del Callao, Perú. Disponible en:
http://repositorio.unac.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12952/218/Tom%C3%A1sAlex_Tesis_tituloprofesional_2014.pdf?sequence=3&isAllowed=y
- Alvarado, J. (2021). Conversión a ciclo combinado de central térmica de talara TG5 para optimización de sus indicadores de generación. Tesis para optar el Título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú. Disponible en:
<http://repositorio.uns.edu.pe/bitstream/handle/UNS/3871/52348.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Aragonés, J. (2016). Método para optimizar la planificación de los lavados “off-line” en compresores de turbinas de gas. Tesis para obtener el grado de Ingeniería Industrial. Universidad Politécnica de Madrid. España. Disponible en.
https://oa.upm.es/44218/1/JAVIER_MARTIN_ARAGON_GUTIERREZ.pdf
- Bada, N. y Domínguez. J. (2011). Conversión de la central térmica de Malacas de gas natural, de ciclo simple abierto de 100 MW a ciclo combinado de 300 MW. Tesis para optar el Título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú. Disponible en:
<http://repositorio.uns.edu.pe/handle/UNS/2169>
- Bancoff, F (2017). Principios operativos de los ciclos combinados. Pagina web de Fedor Bancoff. España. Disponible en:
<https://fbancoff.wordpress.com/2017/07/09/principios-operativos-de-una-central-de-ciclo-combinado/>

- Bravo, M. (2021). Efecto del empleo de aerocondensadores en el desempeño del proceso de condensación en la central de ciclo combinado. Tesis para optar el Título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú. Disponible en:
<https://repositorio.uns.edu.pe/bitstream/handle/20.500.14278/3858/52385.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Burghardt, D. (2005). Ingeniería Termodinámica. México. Ediciones Harla. 2º edición. 575 p. ISBN 9789686034370. Disponible en:
<https://idoc.pub/documents/ingenieria-termodinamica-m-david-burghardt-1430o36xp94j>
- Cárdenas. (2014). Análisis de la influencia del ingreso del proyecto ciclo combinado 318 MW dentro de la matriz eléctrica del Ecuador. Tesis para optar el grado de maestro en sistemas de potencia en la Universidad de Cuenca. Ecuador. Disponible en:
<http://dspace.ucuenca.edu.ec/handle/123456789/20908>
- Chávez, W. y Portal. J. (2011). Conversión de ciclo simple a ciclo combinado para incrementar la potencia instalada de la central térmica de Aguaytía, manteniendo el consumo de gas natural. Tesis para optar el Título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú. Disponible en:
<http://repositorio.uns.edu.pe/handle/UNS/2516>
- Chivata, G. & Londoño, C. Diseño y simulación de una turbina de vapor cuatro etapas para el laboratorio de térmicas y fluidos de la universidad los libertadores. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Fundación universitaria los libertadores. Colombia. Disponible en:
https://repository.libertadores.edu.co/bitstream/handle/11371/3000/Rivas_%20Gustavo_%20Am%C3%B3rtegui_%20Carlos_2014.pdf?sequence=1&isAllowed=y

Contreras. (2019). Conversión del ciclo simple con diésel a ciclo combinado con gas natural de la central termoeléctrica Ilo 4. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Electricista. Universidad Católica Santa María de Arequipa. Perú.

Disponible en:

https://alicia.concytec.gob.pe/vufind/Record/UCSM_4f469c229cce51a9afc1bb0fab3ace71

Endara. (2018). Sistemas de potencia y refrigeración con cambio de fase. Escuela Superior Tecnológica del Litoral. Ecuador. Disponible en:

https://www.academia.edu/35838240/SISTEMAS_DE_POTENCIA_Y_REFRIGERACION_CON_CAMBIO_DE_FASE_POWER_AND_REFRIGERATION_SYSTEMS_WITH_PHASE_CHANGE

Energy KnowledgeBase (2021). Heat Rate. Enerdinamics. USA. Disponible en :

<https://energyknowledgebase.com/topics/heat-rate.asp>

Fernández, D. (2018). Cámaras de combustión. Libros de Ingeniería Energética. España. Disponible en:

https://files.redsauce.net/js/pdfjs/web/viewer.html?file=https%3A%2F%2Fsm1.redsauce.net%2FAppController%2Fcommands_RSM%2Fapi%2Fapi_getFile.php%3FitemID%3D140%26propertyID%3D20%26RStoken%3D59e8ac1045d03e2ff6564c0638315f38

Fernández, D. (2006). Turbinas de Vapor. Libros de Ingeniería Energética. España.

Disponible en:

<http://materias.fi.uba.ar/6720/unidad6.PDF>

Fernández, E. (2012). Diseño y análisis operativo de un aerocondensador para una planta solar térmica de 50MW. Tesis para optar el título de Ingeniero Térmico. Universidad Carlos III. España. Disponible en:

<https://docplayer.es/90674414-Diseno-y-analisis-operativo-de-un-aerocondensador-para-una-planta-solar-termica-de-50mw.html>

Fernández, J. (2009). Turbinas a gas. Universidad Tecnológica Nacional. Argentina.
Disponible en:

http://www.edutecne.utn.edu.ar/maquinas_termicas/03-turbina_a_gas.pdf

Fernández, M. (2014). Evolución tecnológica de las calderas recuperadoras de ciclo combinado. Tesis para optar el título de Tecnología Industrial. Universidad Carlos III. España. Disponible en:

<https://core.ac.uk/download/288500828.pdf>

García Garrido, S. (2011). Operación y Mantenimiento de centrales de Ciclo Combinado. España: Ed. Díaz de Santos. 352 p. ISBN: 9788479788421.
Disponible en:

<https://www.editdiazdesantos.com/wwwdat/pdf/9788479788421.pdf>

Garrido, A. (2020). Diseño y Selección de equipos de ciclo Rankine en planta de pirólisis de plástico. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Pontificia Universidad Católica de Chile. Disponible en:

http://opac.pucv.cl/pucv_txt/Txt-0500/UCB0512_01.pdf

Gordillo, C. (2019). Análisis termodinámico de una central termoeléctrica de ciclo combinado gas - vapor con el programa EES. Para optar el Grado Académico de Doctor en Ciencias: con mención en Ingeniería en Energética. Universidad de San Agustín. Disponible en:

<http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/UNSA/8926/UPDgoanca.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Guevara, R. (2022). Módulo de Centrales Termoeléctricas. Universidad Nacional del Santa. 83 p. Disponible en:

<https://www.studocu.com/pe/document/universidad-nacional-del-santa/metodologia-de-la-investigacion/modulo-i-unidad-ct-2020/10461617>

Guevara, R. (2019). Modulo del Curso de Tecnología Energética: Ciclos Combinados. Universidad Nacional del Santa. 70 p. Disponible en:

<https://www.clubensayos.com/Ciencia/Ciclo-Combinado/1480357.html>

Gordillo. (2019). Análisis termodinámico de una central termoeléctrica de ciclo combinado gas - vapor con el programa EES. Tesis para optar el grado de Doctor en Ingeniería Energética en la Universidad Nacional de San Agustín. Arequipa. Perú. Disponible en:

<http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/UNSA/8926/UPDgoanca.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Godos, R. (2011). Ahorro de energía en la empresa Corporación Lindley-planta callao a través del diseño de una central de cogeneración con gas natural. Tesis para optar título de Ingeniero en energía. Universidad Nacional del Santa. Peru. Disponible en:

<https://repositorio.uns.edu.pe/handle/20.500.14278/2174>

HAMEK (2022). Determinación de la potencia efectiva y rendimiento de los modos de operación ciclo simple y ciclo combinado operando con gas natural, de la central termoeléctrica las flores.HAMEK-COES. Perú. Disponible en:

<file:///C:/Users/HP%20250/Downloads/12.%20Informe%20EPEyR%20TG1%20y%20CCTG1%20con%20GN%20CT%20Las%20Flores.pdf>

Haywood. (2002). Ciclos termodinamicos de potencia y refrigeración. España. Editorial Limusa. 215 p. ISBN 9789681857981. Disponible en:

https://www.academia.edu/35838240/SISTEMAS_DE_POTENCIA_Y_REFRIGERACION_CON_CAMBIO_DE_FASE_POWER_AND_REFRIGERATION_SYSTEMS_WITH_PHASE_CHANGE

Hrudnick. (2011). Efectos en la operación del sistema de la incorporación de energías renovables con bajo factor de planta y alta volatilidad. PUCP – Chile. Disponible en:

<http://hrudnick.sitios.ing.uc.cl/alumno12/efectorsernc/Html/Problemas%20op.htm>

Ibarguen, Angulo, Rodríguez y Prias. (2017). Indicadores de desempeño energético: Una ruta hacia la sustentabilidad. DYNA, vol. 84, núm. 203. Universidad Nacional de Colombia. 2017. [Consulta: 2 de mayo del 2020]. Disponible en: <https://www.redalyc.org/jatsRepo/496/49655603023/html/index.html>

Huamani, R. (2018). Desarrollo y evaluación de modelos de turbinas a gas y de reguladores de velocidad para estudios dinámico de sistemas de potencia. Tesis para optar título de Ingeniero Electricista en la Universidad San Agustín. Perú. Disponible en: <http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/UNSA/6198/ELhuferm.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Iberdrola. (2020). Ciclos combinados. Iberdrola. México. Disponible en: <https://www.iberdrolamexico.com/te-interesa/cinco-datos-interesantes-de-los-ciclos-combinados/>

Kehlhofer. (2009) Combined Cycles Gas and steam turbine power plants. Editorial Penn Well Publishing. USA. 3ª Edición. 377 p. ISBN 0878147365. Disponible en: <https://books.google.com.ec/books?id=1icT9s6FSDQC&printsec=frontcover>

Khamlichi, M. (2018). Turbina de vapor, la revolución de la energía. TECH Universidad. México. Disponible en: <https://www.cientifiko.com/turbina-de-vapor/>

Losada, C. (2017). Estudio y optimización del sistema de refrigeración de aire comprimido de una turbina de gas en ciclo abierto. Tesis para optar el título de Ingeniero de la Energía. Escuela Superior de Energía y Minas. España. Disponible en: https://oa.upm.es/47358/1/TFG_CARMEN_MARIA_LOSADA_HUELMOS.pdf

- Mc Grath, D. (2020). Las tasas de calor operativas de los bloques de energía de ciclo combinado alimentados con gas natural están disminuyendo. USA Energy Information. USA. Disponible en:
<https://www.eia.gov/electricity/monthly/update/archive/october2020/>
- Méndez, L. (2016). Análisis energético de la central de ciclo combinado, “El Sauz”. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Universidad Autónoma de México. Disponible en:
<http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/jspui/bitstream/132.248.52.100/12195/1/Tesis.pdf>
- MACCSol. (2021) Schematic of CSP plant steam cycle. MACCSol. USA. Disponible en:
<https://cordis.europa.eu/docs/results/256/256797/final1-fr-maccsol-final-report-r1-0-images-tables-equations.pdf>
- Mendoza. (2002). Análisis del diseño termodinámico de centrales eléctricas de ciclo combinado. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Eléctrico de la Universidad de Piura. Perú. Disponible en:
https://pirhua.udep.edu.pe/bitstream/handle/11042/1449/IME_066.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- Morales, R. (2014). Propuesta de metodología para el análisis exergético de una turbina a gas de ciclo simple. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico en Pontificia Universidad Católica. Perú. Disponible en:
https://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/20.500.12404/5450/MORALES_RAUL_METODOLOGIA_ANALISIS_EXERGETICO_TURBINA_GAS.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- Morán, M. J. y Shapiro, H. (2005). Fundamentos de Termodinámica Técnica. España: Ed. Reverte. 2ª Edición. 870 pp. ISBN: 9788429143133. Disponible en:
<https://es.slideshare.net/fdc300/termodinmica-moran-sh>

Naranjo. (2016). Análisis de operación y optimización de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión. Tesis para optar el título de Ingeniero Industrial en la Universidad Carlos III. España. Disponible en:
<https://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/24128>

Osinermin. (2022). Informe Técnico que Sustenta la Fijación de Precios en Barra Periodo mayo 2022 - abril 2023., OSINERGMIN. Perú. Disponible en:
<https://www.osinermin.gob.pe/Resoluciones/pdf/2022/Informe-Tecnico-188-2022-GRT.pdf>

Osinermin. (2021). Fichas técnicas de centrales de generación del Perú. OSINERGMIN. pero. Disponible en:
https://www.osinermin.gob.pe/seccion/centro_documental/electricidad/Documentos/generacion/1.Fichas_Tecnicas_Centrales_Operacion.pdf

Pajuelo, J. (2018). Funcionamiento del ciclo combinado en centrales generadoras termoeléctricas. CITE Energía. Perú. Disponible en:
<http://www.citeenergia.com.pe/wp-content/uploads/2022/11/ARTICULO-9.pdf>

Pérez, J. y Flores, O. (2018). Influencia de la conversión a ciclo combinado en la potencia efectiva de la central termoeléctrica de reserva fría de Ilo – Moquegua. Tesis para optar el Título de Ingeniero en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Perú. Disponible en:
<http://repositorio.uns.edu.pe/handle/UNS/3271>

Prieto. (2006). Ciclos combinados. Universidad de Oviedo. España. Disponible en:
http://ocw.uniovi.es/pluginfile.php/1012/mod_resource/content/1/1C_C12757_0910/04_GT14_Centrales_termicas_de_ciclo_combinado.pdf

RENOVETEC. (2014). Centrales Termoeléctricas con turbinas a gas. Pagina virtual de RENOVETEC. España. Disponible en:
<http://www.turbinasdegas.com/principales-partes-turbinas>

Revista energiza. (2013). Centrales Termoeléctricas. RENOVETEC. España.
Disponible en:

<http://www.energiza.org/Numeros/ENERGIZAABRIL2013.pdf>

Robles, G. y Valera, V. (2022). Impacto de la potencia efectiva de una central de cogeneración calificada en reducción de consumo de energía primaria - empresa centinela S.A.C. Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía. Universidad Nacional del Santa. Disponible en:

<https://repositorio.uns.edu.pe/bitstream/handle/20.500.14278/3989/52475.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Sabugal G. y Gómez F. (2006). Centrales Térmicas de Ciclo Combinado: Teoría y Proyectos. España: Ed. Díaz de Santos. 328 pp. ISBN: 84 7978 735 X.
Disponible en:

<https://books.google.com.pe/books?id=bDKQqFM9tEYC&printsec=frontcover#v=onepage&q&f=false>

Santamaría, A. (2016). Propuesta de un sistema de ciclo combinado para mejorar eficiencia energética en central térmica de Paita. Tesis para optar el título de Mecánico Electricista de la Universidad Cesar Vallejo, Perú. Disponible en:

<https://repositorio.ucv.edu.pe/handle/20.500.12692/10097>

Sepúlveda, R. (2011). Modelación de centrales térmicas de ciclo combinado y su aplicación en el problema de predespacho de unidades. Tesis de maestría para el grado de Ciencias en Ingeniería. Universidad de Chile, Disponible en:

https://repositorio.uchile.cl/bitstream/handle/2250/102621/cf-sepulveda_rs.pdf?sequence=3&isAllowed=y

Tena, E. (2019). Optimización topológica de un sistema de cogeneración de energía en ciclo combinado y su influencia en la eficiencia de una planta productora de fibras acrílicas de hilado en seco, período 2016-2017. Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional Callao, Perú. Disponible en:
<http://repositorio.unac.edu.pe/handle/20.500.12952/4369>

Anexos

Índice de Anexos

Anexo 1 Extracto de Informe N° 188-2022 GART-OSINERGMIN para los precios de Barra vigentes para el periodo mayo 2022 a abril del 2023.

Anexo 2 Figura de valores de entalpías específicas del proceso de cálculo.

Anexo 3 Calculo de la energía requerida en el aerocondensador.

Anexo 4 Calculo de las potencias requeridas para las bombas de agua y condensados.

Anexo 5 Calculo de emisiones dejadas de emitir por el adicional de potencia generado para 1000 horas de operación.

Anexo 1 Extracto de Informe N° 188-2022 GART-OSINERGMIN para los precios de Barra vigentes para el periodo mayo 2022 a abril del 2023.

Con los precios anteriores y los consumos específicos del Cuadro N° 3.5 se determinan los costos variables totales de cada unidad generadora como se muestra en el Cuadro N° 3.11.

Cuadro N° 3.11. Costos Variables de Operación

Central	Consumo Especifico Unid/MWh	Costo del Combustible USD/Unid	CVC USD/MWh	CVNC USD/MWh	CVT USD/MWh
Turbo Gas Natural Malacas TG6	10,348	0,8000	8,28	1,997	10,28
Turbo Gas Natural Malacas 4 A	12,259	0,8001	9,81	1,997	11,81
Turbo Gas Natural Malacas 4 B	12,259	0,8001	9,81	1,997	11,81
Turbo Gas Natural Oquendo	11,039	3,4546	38,14	4,273	42,41
Turbo Gas Natural Santa Rosa UTI-6	12,591	3,4545	43,50	1,997	45,49
Turbo Gas Natural Santa Rosa UTI-5	12,622	3,4545	43,60	1,997	45,60
Turbo Gas Natural Santa Rosa TG7	11,511	3,4545	39,76	2,022	41,79
Turbo Vapor de Shougesa	0,332	747,7468	248,06	1,320	249,38
G. Diesel Shougesa	0,218	1293,3613	281,84	2,454	284,30
Turbo Gas Natural Aguaytía TG1	11,479	2,5174	28,90	3,915	32,81
Turbo Gas Natural Aguaytía TG2	11,489	2,5174	28,92	3,625	32,55
Turbo Gas Natural CC TG3 Ventanilla (sin fuego adicional)	7,070	3,4546	24,43	3,345	27,77
Turbo Gas Natural CC TG3 Ventanilla (con fuego adicional)	7,108	3,4546	24,56	3,345	27,90
Turbo Gas Natural CC TG4 Ventanilla (sin fuego adicional)	7,142	3,4546	24,67	3,345	28,02
Turbo Gas Natural CC TG4 Ventanilla (con fuego adicional)	7,172	3,4546	24,77	3,345	28,12
Turbo Gas Natural Santa Rosa TG8	10,456	3,4545	36,12	2,022	38,14
Turbo Gas Natural Las Flores	10,234	3,4533	35,34	2,022	37,36
Chillna GD N° 1 y N° 2	0,223	1333,2130	296,90	2,454	299,36
Chillna TG	0,374	1333,2130	497,98	1,997	499,98
Mollendo I GD	0,202	1327,7226	267,59	7,536	275,12
Ilo 2 TV Carbón N° 1	0,356	171,3900	61,03	2,392	63,43
Turbo Gas Natural Independencia GD - GN (Ex Calana GD)	8,822	2,9050	25,63	2,454	28,08
Turbo Gas Natural Santo Domingo Olleros (CC)	6,829	3,4539	23,59	3,345	26,93
Turbo Gas Natural CC TG1 Kallpa	6,905	3,4522	23,84	3,345	27,18
Turbo Gas Natural CC TG2 Kallpa	7,081	3,4522	24,45	3,345	27,79
Turbo Gas Natural CC TG3 Kallpa	6,964	3,4522	24,04	3,345	27,39
Turbo Gas Natural CC TG11 Fenix	6,677	3,4537	22,87	3,345	26,51

Anexo 2 Figura de valores de entalpías específicas del proceso de cálculo.

Steam Table (the 1967 IFC Formulation)

Steam Table (Complete Range) | Saturation Zone | Diagrams | About

P (bar)	T (°C)	v (m³/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)	Saturation (°C)	State
160	560	0,021706	3464,8	6,51429	347,33	Steam
35	242	0,001233	1047,2	2,72024	242,54	Liquid
35	560	0,107570	3586,0	7,32663	242,54	Steam
6	285	0,422339	3031,0	7,31878	158,84	Steam
1	44	0,001009	184,3	0,62513	99,63	Liquid
6	100	0,001043	419,4	1,30648	158,84	Liquid
35	101	0,001043	425,8	1,31547	242,54	Liquid
160	102	0,001037	439,4	1,31699	347,33	Liquid
160	158	0,001089	676,1	1,90487	347,33	Liquid
35	158	0,001098	668,5	1,91903	242,54	Liquid
160	242	0,001214	1048,7	2,69360	347,33	Liquid
35	347	0,076297	3099,2	6,65084	242,54	Steam
35	315	0,071027	3018,8	6,51773	242,54	Steam
6	242	0,387327	2940,6	7,15020	158,84	Steam

Steam Table (the 1967 IFC Formulation)

Steam Table (Complete Range) | Saturation Zone | Diagrams | About

P (bar)	T (°C)	x	v (m³/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)	v' (m³/kg)	h' (kJ/kg)	s' (kJ/kg°C)	v'' (m³/kg)	h'' (kJ/kg)	s'' (kJ/kg°C)
160	347,328					0,00171	1650,5	3,74709	0,009308	2584,9	5,25315
35	242,54					0,001234	1049,8	2,72526	0,057025	2802,0	6,12285
6	158,837					0,001101	670,4	1,93083	0,31547	2755,5	6,75755
0,09	43,7866					0,001009	183,3	0,62235	16,2042	2581,1	8,18810
1	99,6316					0,001043	417,5	1,30270	1,69373	2675,4	7,35982
7	164,955					0,001108	697,1	1,99181	0,27268	2762,0	6,70519

Anexo 3 Calculo de la energía requerida en el aerocondensador.

El balance de energía en un condensador es la siguiente:

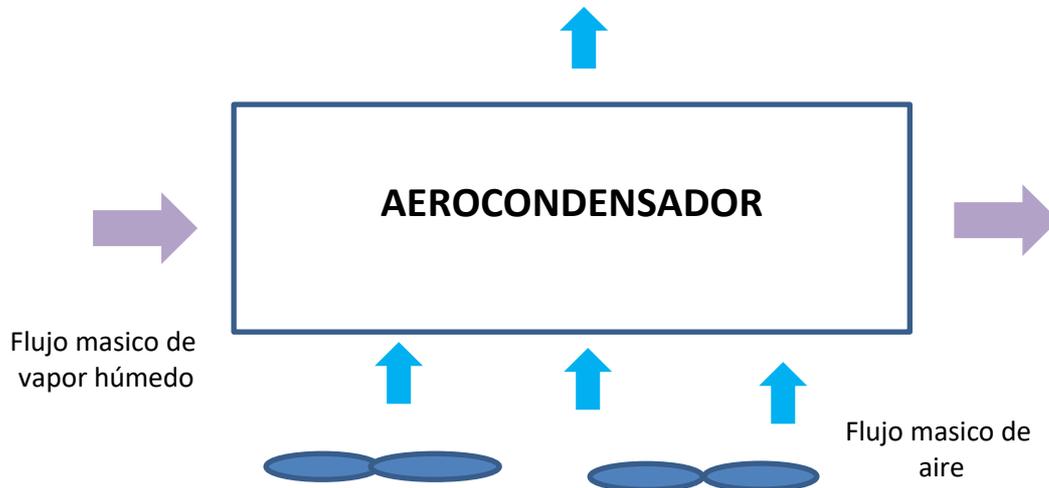


Figura Balance de energía en un aerocondensador.

Fuente: Elaboración propia.

Se cumple que el flujo de calor sensible extraído por el aire entrante al aerocondensador es igual a:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a * C_{p_a} * (T_{a_f} - T_{a_i})$$

Donde:

\dot{Q}_a Flujo de calor extraído por el aire de enfriamiento.

\dot{m}_a Flujo masico de aire de enfriamiento.

C_{p_a} Calor especifico del aire a presión constante.

T_{a_f} Temperatura final del aire de enfriamiento.

T_{a_i} Temperatura inicial del aire de enfriamiento.

Por lo tanto el flujo de calor cedido por el vapor húmedo saliente de la turbina de vapor es absorbido por el aire de enfriamiento en el aerocondensador.

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_c$$

Para los ventiladores utilizados en el aerocondensador se tiene la potencia de los motores eléctricos según la siguiente ecuación:

$$P = \frac{Q * H * g}{1000 * \eta_v * \eta_m}$$

Dónde:

Q = Caudal de aire (m³/s)

H = Presión estática a desarrollar por el ventilador (mmca)

g = aceleración de la gravedad (9.81 m/s²)

η_v = Eficiencia del ventilador.

η_m = Eficiencia del motor eléctrico.

Balance de energía en el aerocondensador.

Donde:

\dot{Q}_a Flujo de calor extraído por el aire de enfriamiento.

\dot{m}_a Flujo masico de aire de enfriamiento.

C_{p_a} Calor específico del aire a presión constante. 1,004 kJ/kg°C

T_{a_f} Temperatura final del aire de enfriamiento. 35 °C (8°C menos de la presión de saturación de vapor) , si la presión de saturación es 0,09 kPa le corresponde una temperatura de saturación de 43 °C.

T_{a_i} Temperatura inicial del aire de enfriamiento. 18 °C

Y además, el flujo de calor cedido por el vapor húmedo saliente de la turbina de vapor es absorbido por el aire de enfriamiento en el aerocondensador.

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_c$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_v * (h_v - h_f)$$

Donde:

\dot{Q}_c Flujo de calor cedido por el vapor húmedo para pasar al estado de líquido saturado.

\dot{m}_v Flujo masico de vapor húmedo =104,6 kg/s

h_v Entalpia específica del vapor en estado húmedo. 2 341,3 kJ/kg.

h_f Entalpia específica del condensado como líquido saturado= 183,3 kJ/kg

$$\dot{Q}_c = 104,6 * (2\ 341,3 - 183,3) = 225\ 726,8\ kJ/s$$

Reemplazando valores:

$$225\ 726,8\ \frac{kJ}{s} = \dot{m}_a * 1,004\ \frac{kJ}{kg\ ^\circ C} * (35 - 18)^\circ C$$

$$\dot{m}_a = 13\ 225,14\ kg/s$$

El caudal de aire es igual a:

$$\dot{Q}_a = 13\ 225,14\ \frac{kg}{sg} * \frac{m^3}{1,21\ kg} = 10\ 929,8\ \frac{m^3}{sg}$$

Dimensionamiento de los motores eléctricos de los ventiladores:

Para la determinación de la potencia del motor eléctrico del ventilador (P) en kW, se tiene la siguiente ecuación:

$$P = \frac{Q * H}{\eta_v * \eta_m} (KW)$$

Dónde:

Q = Caudal de aire (m^3/s) = 10 929,8 m^3/s

H = Presión estática a desarrollar por el ventilador (5 mm Hg = 0,666 kPa)

η_v = Eficiencia del ventilador. =0.8

η_m = Eficiencia del motor eléctrico. = 0.9

Se tiene un valor de la potencia eléctrica del motor igual a:

$$P_{ME} = \frac{10\ 929,8 * 0,666}{0,8 * 0,9} = 10\ 110\ kW = 10,11\ MW$$

Anexo 4 Calculo de las potencias requeridas para las bombas de agua y condensados.
 Para el calculo de las potencias requerida por cada una de las bombas de agua asociadas al proceso se tiene en cuenta la siguiente ecuación:

$$P_i = \frac{\dot{m}_i * (h_s - h_i)}{\eta_b * \eta_m}$$

Dónde:

\dot{m}_i = Flujo masico i de agua (kg/s)

h_s = Entalpia de descarga del agua (kJ/kg)

h_i = Entalpia de ingreso del agua (kJ/kg)

η_b = Eficiencia de la bomba de agua =0.8

η_m = Eficiencia del motor eléctrico. = 0.9

Para la bomba de condensados:

\dot{m}_T = 104,6 (kg/s)

h_s = 184,3 (kJ/kg)

h_i = 183,3 (kJ/kg)

$$P_{BC} = \frac{104,6 * (184,3 - 183,3)}{0,8 * 0,9} = 145,3 \text{ kW}$$

Para la bomba de baja presión:

$\dot{m}_3 + \dot{m}_x$ = 9+10,4 = 19,4 (kg/s)

h_s = 419,5 (kJ/kg)

h_i = 417,5 (kJ/kg)

$$P_{BP} = \frac{19,4 * (419,5 - 417,5)}{0,8 * 0,9} = 54 \text{ kW}$$

Para la bomba de media presión:

\dot{m}_2 = 32 (kg/s)

h_s = 425,8 (kJ/kg)

$$h_i = 417,5 \text{ (kJ/kg)}$$

$$P_{MP} = \frac{32 * (425,8 - 417,5)}{0,8 * 0,9} = 368,9 \text{ kW}$$

Para la bomba de alta presión:

$$m_T = 63,6 \text{ (kg/s)}$$

$$h_s = 439,4 \text{ (kJ/kg)}$$

$$h_i = 417,5 \text{ (kJ/kg)}$$

$$P_{AP} = \frac{63,6 * (439,4 - 417,5)}{0,8 * 0,9} = 1\,934 \text{ kW}$$

Potencia total a consumir por bombas :

$$P_B = 145,3 + 54 + 368,9 + 1\,934 = 2\,502,2 \text{ kW}$$

Anexo 5 Calculo de emisiones dejadas de emitir por el adicional de potencia generado para 1000 horas de operación.

Se determina la equivalencia de emisiones de 11,3 kg/s. para 1 000 horas/año = 40 680 000 kg/año

Poder calorífico del gas natural 35 988 kJ/m³

Densidad del gas natural 0,7243 kg/m³

$$\text{CO}_2 \text{ emitido a la atmosfera} = 40'680\ 000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{\text{m}^3}{0,7243 \text{ kg}} * 35\ 988 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} * \frac{\text{TJ}}{10^9 \text{ kJ}} * 56,1 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{TJ}}$$

$$\text{CO}_2 \text{ emitida la atmosfera} = 113,4 \frac{\text{Ton CO}_2}{\text{año}}$$



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo, Oscar Jesús Miranda Capuñay , Bachiller de la

Facultad:	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
Escuela Profesional:	Ingeniería en Energía					
Departamento Académico:						
Escuela de Posgrado	Maestría			Doctorado		

Programa:

De la Universidad Nacional del Santa; Declaro que el trabajo de investigación es un **trabajo inédito**, intitulado:

EFFECTO DE LA CONVERSION DE CICLO SIMPLE A CICLO COMBINADO EN EL RENDIMIENTO ESPECIFICO DE LA CENTRAL TERMOELECTRICA LAS FLORES

presentado en ...120... folios, para la obtención del Grado académico:	()		
Título profesional:	(X)	Investigación anual:	()

- He citado todas las fuentes empleadas, no he utilizado otra fuente distinta a las declaradas en el presente trabajo.
- Este trabajo de investigación no ha sido presentado con anterioridad ni completa ni parcialmente para la obtención de grado académico o título profesional.
- Comprendo que el trabajo de investigación será público y por lo tanto sujeto a ser revisado electrónicamente para la detección de plagio por el VRIN.
- De encontrarse uso de material intelectual sin el reconocimiento de su fuente o autor, me someto a las sanciones que determinan el proceso disciplinario.

Chimbote, junio del 2023

Firma:

Nombres y Apellidos: Oscar Jesús Miranda Capuñay

DNI:



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo, Cristofher Lee Oliva Ascate, Bachiller de la

Facultad:	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
Escuela Profesional:	Ingeniería en Energía					
Departamento Académico:						
Escuela de Posgrado	Maestría		Doctorado			

Programa:

De la Universidad Nacional del Santa; Declaro que el trabajo de investigación es un **trabajo inédito**, intitulado:

EFFECTO DE LA CONVERSION DE CICLO SIMPLE A CICLO COMBINADO EN EL RENDIMIENTO ESPECIFICO DE LA CENTRAL TERMOELECTRICA LAS FLORES

presentado en ...120... folios, para la obtención del Grado académico:	()		
Título profesional:	(X)	Investigación anual:	()

- He citado todas las fuentes empleadas, no he utilizado otra fuente distinta a las declaradas en el presente trabajo.
- Este trabajo de investigación no ha sido presentado con anterioridad ni completa ni parcialmente para la obtención de grado académico o título profesional.
- Comprendo que el trabajo de investigación será público y por lo tanto sujeto a ser revisado electrónicamente para la detección de plagio por el VRIN.
- De encontrarse uso de material intelectual sin el reconocimiento de su fuente o autor, me someto a las sanciones que determinan el proceso disciplinario.

Chimbote, marzo del 2023

Firma:

Nombres y Apellidos: Cristofher Lee Oliva Ascate

DNI:



ACTA DE APROBACION DE ORIGINALIDAD

Yo, Robert Fabian Guevara Chinchayan

asesor / presidente de la Unidad de Investigación de la

Facultad	Ciencias		Educación		Ingeniería	
Departamento Académico	Energía, Física y Mecánica					
Escuela de Postgrado	Maestría			Doctorado		

Programa académico:

De la Universidad Nacional del Santa. Asesor / Unidad de Investigación revisora del trabajo de Investigación intitulado:

EFFECTO DE LA CONVERSION DE CICLO SIMPLE A CICLO COMBINADO EN EL RENDIMIENTO ESPECIFICO DE LA CENTRAL TERMoeLECTRICA LAS FLORES

Del estudiante / docente: Carlos Enrique Flores Salazar

De la escuela / departamento académico: Ingeniería en Energía

Constato que la investigación presentada tiene un porcentaje de similitud del 22. % el cual se verifica con el reporte de originalidad de la aplicación Turnitin adjunto.

Quién suscribe la presente, declaro el haber analizado dicho reporte y concluyo que las coincidencias detectadas no se conforman como plagio. A mi claro saber y entender, la investigación cumple con las normas de citas y referencias establecidas por la Universidad Nacional del Santa.

Nuevo Chimbote, junio del 2023

Firma:

Nombres y Apellidos del Asesor/presidente UIF: Mg. Robert Fabian Guevara Chinchayan

DNI: 32788460

9	repositorio.unac.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
10	pirhua.udep.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
11	repositorio.uchile.cl Fuente de Internet	<1 %
12	e-archivo.uc3m.es Fuente de Internet	<1 %
13	riull.ull.es Fuente de Internet	<1 %
14	ia803007.us.archive.org Fuente de Internet	<1 %
15	WALSH PERU S.A. INGENIEROS Y CIENTIFICOS CONSULTORES. "ITS del Proyecto de Conversión a Ciclo Combinado de la Central Termoeléctrica Las Flores-IGA0009676", R.D. N° 225-2015-MEM/DGAAE, 2020 Publicación	<1 %
16	oa.upm.es Fuente de Internet	<1 %
17	es.scribd.com Fuente de Internet	<1 %
18	Méndez Cruz Ladislao Eduardo. "Análisis energético de la central de ciclo combinado, "El Sauz", TESIUNAM, 2016	<1 %

19	<p>Durán Martínez Jorge Ismael, Miranda Velazquez Alejandro, Hernandez Chávez Elizabeth. "Estudio de la prospectiva de la generación de energía eléctrica en México", TESIUNAM, 2006</p> <p>Publicación</p>	<1 %
20	<p>Galvan Robles Juan Manuel. "Análisis energético y exergético de la repotenciación de la Central Termoeléctrica Manzanillo I", TESIUNAM, 2012</p> <p>Publicación</p>	<1 %
21	<p>Beltrán Mora Héctor Alejandro, Urias Romero Francisco. "Aspectos tecnológicos, económicos y medioambientales del uso de gas natural para la generación de energía eléctrica en México", TESIUNAM, 2005</p> <p>Publicación</p>	<1 %
22	<p>bibdigital.epn.edu.ec</p> <p>Fuente de Internet</p>	<1 %
23	<p>vsip.info</p> <p>Fuente de Internet</p>	<1 %
24	<p>repositorio.unsa.edu.pe</p> <p>Fuente de Internet</p>	<1 %
25	<p>documents.mx</p> <p>Fuente de Internet</p>	<1 %

26	journals.sapienzaeditorial.com Fuente de Internet	<1 %
27	repositorio.unj.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
28	Alcaraz Calderón Agustín Moisés. "Análisis exergoeconómico para selección de sistemas de cogeneración en una refinería", TESIUNAM, 2014 Publicación	<1 %
29	Herrera López América. "Aspectos técnicos, económicos y de mercado de las turbinas de gas", TESIUNAM, 2010 Publicación	<1 %
30	patents.google.com Fuente de Internet	<1 %
31	Valle Hernández Julio. "Modelado y simulación dinámica de un reactor PBMR optimizado con módulos de generación de hidrógeno y desalinización de agua de mar", TESIUNAM, 2008 Publicación	<1 %
32	WALSH PERU S.A. INGENIEROS Y CIENTIFICOS CONSULTORES. "PMA Conversión a Ciclo Combinado de la Central Termoeléctrica Kallpa-IGA0001335", R.D. N° 335-2009-MEM/AE, 2021 Publicación	<1 %

33 Lemus Velázquez José Antonio. "Diseño del sistema de enfriamiento principal (lado agua) en una central de ciclo combinado y su impacto económico-energético", TESIUNAM, 2017 $<1\%$
Publicación

34 Meza Jurado Orlando. "Estimación del consumo de energía de espera en viviendas del Distrito Federal y Estado de México", TESIUNAM, 2010 $<1\%$
Publicación

Excluir citas

Apagado

Excluir coincidencias < 15 words

Excluir bibliografía

Activo

